

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Institut dopravy

**Řešení kloubového spojení sběrného a porubového hřeblového
dopravníku**

**Joint Coupling Solution between Armoured Face Conveyor and
Collecting Scraper Conveyor**

Student:

Bc. Jaroslav Grabec

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Robert Brázda, Ph.D.

Ostrava 2013

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jaroslav Grabec**

Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**

Studijní obor: **3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství**

Specializace: **35 Dopravní stroje a manipulace s materiálem**

Téma: **Řešení kloubového spojení sběrného a porubového hřeblového
dopravníku
Joint Coupling Solution Between Armoured Face Conveyor and
Collecting Scraper Conveyor**

Zásady pro vypracování:

1. Vypracujte rešerši hřeblových dopravníků.
2. Zpracujte rešerši řešení spojení čvou hřeblových dopravníků.
3. Proveďte konstrukční návrh a potřebné výpočty porubového a sběrného dopravníku.
4. Konstrukčně a pevnostně vyřešte spojení porubového a sběrného dopravníku pomocí kloubového spojení.
5. Nakreslete předávací místo mezi porubovým a sběrným dopravníkem, včetně poháněcí stanice porubového dopravníku.
6. Detailně rozkreslete kloubové spojení mezi porubovým a hřeblovým dopravníkem.
7. Vstupní parametry:
 - a) Dopravní výkon $Q = 1200 \text{ t.h}^{-1}$
 - b) Délka porubu $L = 230 \text{ m}$
 - c) Dopravní rychlost $v = 1,33 \text{ m.s}^{-1}$
 - d) Úklon porubu $\alpha = 8 \text{ až } 20^\circ$
 - e) Délka sběrného hřeblového dopravníku $L_1 = 70 \text{ m}$
 - f) Úklon chodby $\beta = \pm 12^\circ$

Seznam doporučené odborné literatury:

POLÁK, J. BAILOTTI, K. PAVLISKA, J. HRABOVSKÝ, L.: Dopravní a manipulační zařízení II, Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2003, ISBN 80-248-0493-X.

POLÁK, J., BICHLER, J.: Dopravní zařízení v hlubinných dolech, Ostrava 1984

ČSN 01 6910 Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory. srpen 1997. 36 s.

ČSN ISO 690 Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura. 1996. 32 s.

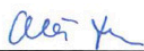
PETRUŽELKA, J. Ročníkový projekt. Jak psát bakalářskou práci [online]. Ostrava: VŠB-TUO, FS, poslední aktualizace 21. 10. 2006 [cit. 2007-04-10]. Dostupný z www: <URL: <http://www.345.vsb.cz/jiripetruzelka/Texty/Jak%20psat.pdf>>.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Robert Brázda, Ph.D.**

Datum zadání: 14.12.2012

Datum odevzdání: 20.05.2013



doc. Ing. Aleš Slíva, Ph.D.
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.



V Ostravě 20. 05. 2013

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- Jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3)
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo - diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 18. 05. 2013



.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce: Jaroslav Grabec

Adresa trvalého pobytu autora práce: Štěpnická 1620, Veselí nad Moravou, 698 01

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

GRABEC, J. *Řešení kloubového spojení sběrného a porubového hřeblového dopravníku: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Institut dopravy, 2013, 94 str. Vedoucí práce: Brázda, R.

Tématem diplomové práce je spojení dvou hřeblových dopravníků pracujících v hlubinném dole. Z několika variant bylo vybráno spojení pomocí čepů.

V první části je vypočítána potřebná šířka dopravního žlabu porubového hřeblového dopravníku. Dále je zvolena poháněcí stanice a provedena kontrola řetězu proti přetržení, protože se jedná o nejvíce namáhanou součást hřeblových dopravníků.

Při konstrukčním návrhu čepového spoje jsou voleny materiály s vyšší mezí pevnosti v kluzu a otěruvzdorné materiály. Před samotným návrhem čepového spoje je vypočítána a sestrojena vrhová parabola. Ta slouží pro zjištění ideální výšky přesypu a ovlivňuje výšku spoje. Závěrem jsou zjištěny a vypočítány všechny síly, které na čepový spoj v provozním stavu působí. Na tyto síly jsou navrženy a zkontrolovány čepy, žebra a svary.

KLÍČOVÁ SLOVA

doprava uhlí

těžba uhlí

porubový hřeblový dopravník

čepový spoj

ANOTATION OF MASTER THESIS

GRABEC, J. *Joint Coupling Solution between Armoured Face Conveyor and Collecting Scraper Conveyor: Master Thesis*. Ostrava: VŠB –Technical University of Ostrava, Institute of transport, 2013, 94 p. Thesis head: Brázda, R.

The topic of master thesis is the connection of two scraper conveyors working in an underground mine. From several variants was chosen connection by pins.

In the first part is calculated required width of the transport channel of armoured face conveyor. Next is chosen drive station and the chain is checked to breaking, because it is the most stressed part of scraper conveyors.

At engineering design of pin joint are chosen materials with higher tensile strength and wear resistant materials. Before the proposal of joint pin is calculated and plotted throw parabola. It is used to determine the ideal height of dune and also affects height of joint pin. At the end are determined and calculated all the powers that the pin joint in operating condition has. For these forces are designed and checked pins, ribs and welds.

KEYWORDS

coal transport

coal mining

armoured face conveyor

pin joint

OBSAH

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ	10
ÚVOD.....	14
1 REŠERŠE	15
1.1 HŘEBLOVÉ DOPRAVNÍKY	15
1.2 KLOUBOVÉ SPOJENÍ DVOU HŘEBLOVÝCH DOPRAVNÍKŮ	18
1.2.1 Kloubové spojení	19
1.2.2 Kombinace dvou čepů.....	23
1.2.3 Výběr typu spoje.....	24
2 KONSTRUKČNÍ NÁVRH A VÝPOČTY PORUBOVÉHO HŘEBLOVÉHO DOPRAVNÍKU	25
2.1 URČENÍ POŽADOVANÉHO DOPRAVNÍHO PRŮŘEZU DOPRAVNÍKU „S“	25
2.1.1 Vstupní parametry.....	25
2.1.2 Volba šířky dopravního žlabu B	26
2.1.3 Kontrola dopravního průřezu podle NORMY – AFC (Armoured Face Conveyor) Line Pan Calculation.....	32
2.2 VOLBA ŘETĚZU S HŘEBLY	34
2.2.1 Volba řetězu.....	34
2.2.2 Volba hřebel.....	35
2.3 VOLBA ELEKTROMOTORU	37
2.3.1 Určení potřebného příkonu	37
2.3.2 Graf závislosti příkonu motoru na úklonu porubového hřeblového dopravníku.....	40
2.4 VOLBA SPOJKY	43
2.5 VOLBA PŘEVODOVKY	44
2.5.1 Výpočet otáček hnacího řetězového bubnu.....	44
2.5.2 Výpočet převodového poměru	45
2.5.3 Výběr převodovky	46
2.6 KONTROLA POHONU NA ROZBĚH.....	47
2.7 VOLBA BRZDY	47
3 KONTROLA DOPRAVNÍHO MNOŽSTVÍ.....	48
3.1 SKUTEČNÁ DOPRAVNÍ RYCHLOST.....	48
4 PEVNOSTNÍ VÝPOČTY	50
4.1 PEVNOSTNÍ KONTROLA ŘETĚZU.....	50
5 VRHOVÁ PARABOLA	56

6	KONSTRUKČNÍ VÝPOČTY ČEPOVÉHO SPOJE	61
6.1	URČENÍ A VÝPOČET SIL PŮSOBÍCÍCH NA ČEPOVÝ SPOJ	61
6.1.1	Zatěžující síla od hmotnosti porubového dopravníku, těživa a dobývacího stroje.....	61
6.1.2	Posouvající síla	65
6.2	VÝPOČET POTŘEBNÉ PLOCHY PRO PŘENOS SIL	66
6.2.1	Síla od hmotnosti porubového dopravníku, těživa a dobývacího stroje.....	66
6.2.2	Posouvající síla	69
6.3	VÝPOČET A KONTROLA ČEPŮ	71
6.3.1	Čep horní.....	73
6.3.2	Čep spodní	77
6.3.3	Čep spojovací.....	80
6.4	SVARY.....	83
6.4.1	Síla od hmotností	84
6.4.2	Posouvající síla	86
6.5	KONTROLA ČEPŮ MEZI ŘETĚZOVÝM BUBNEM A ČEPOVÝM SPOJEM.....	88
	ZÁVĚR	90
	POUŽITÉ ZDROJE A LITERATURA.....	93
	SEZNAM PŘÍLOH.....	94

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

Značka	Název	Jednotka
ΔQ	Odchylka dopravního výkonu	[%]
Δv	Odchylka rychlostí	[%]
a_r	Zrychlení řetězu řetězového kola	$[m \cdot s^{-2}]$
a_{rmax}	Maximální zrychlení řetězu řetězového kola	$[m \cdot s^{-2}]$
a_{sv1}	Výška svaru 1	[m]
a_{sv2}	Výška svaru 2	[m]
B	Šířka dopravního žlabu	[m]
B_s	Šířka žlabu sběrného hřeblového dopravníku	[m]
b	Opravná šířka dopravního žlabu	[m]
B_2	Šířka dopravovaného materiálu plochy S_2	[m]
b_2	Maximální výška řetězu	[m]
B_3	Celková šířka dopravovaného materiálu	[m]
c_k	Korekční součinitel	[-]
d	Průměr drátu řetězu	[m]
d_b	Průměr čepu pro řetězový buben	[m]
d_h	Průměr horního čepu	[m]
d_m	Průměr výstupní hřídele elektromotoru	[m]
d_p	Průměr spojovacího čepu	[m]
d_r	Roztečný průměr řetězového bubnu	[m]
d_{se}	Průměr díry spojky na straně elektromotoru	[m]
d_s	Průměr spodního čepu	[m]
d_{sv}	Průměr díry spojky na straně převodovky	[m]
F	Celková obvodová síla	[N]
F_D	Dynamická složka síly	[N]
F_h	Síla pro překonání odporů v horní větvi	[N]
F_{max}	Celkové zatížení řetězu	[N]
F_{nA}	Nabíhající síla na hnací řetězový buben	[N]
F_{nB}	Nabíhající síla na hnaný řetězový buben	[N]
F_p	Předpětí řetězu	[N]
F_p	Vertikální síla	[N]
F_{pc}	Síla od hmotností	[N]
f_{pt}	Součinitel tření mezi sloji a dopravníkem	[-]
F_{pt}	Třecí síla	[N]

f_{pth}	Mezní součinitel tření mezi slojí a dopravníkem	[-]
$F_{řp}$	Síla při přetržení řetězu	[N]
F_{so}	Síla pro překonání odporů ve spodní větvi	[N]
F_s	Posouvající síla	[N]
$F_{sř}$	Zkušební síla řetězu	[N]
g	Gravitační zrychlení	$[m \cdot s^{-2}]$
H	Výška válcovaného E-profilu	[m]
h	Výška dopravníku	[m]
h_2	Výška materiálu pro plochu S_2	[m]
h_3	Celková výška materiálu	[m]
h_3'	Výška dopravovaného materiálu dle normy	[m]
i	Teoretický převodový poměr	[-]
i_p	Převodový poměr převodovky	[-]
i_{pp}	Vypočítaný převodový poměr	[-]
i_{ps}	Skutečný převodový poměr	[-]
$k_{ř}$	Bezpečnost řetězu proti přetržení	[-]
k	Součinitel bezpečnosti	[-]
k_4	Opravný součinitel pro svary	[-]
k_h	Součinitel odporů v horní větvi	[-]
k_i	Součinitel počtu řetězů	[-]
k_p	Opravný součinitel	[-]
k_{poh}	Bezpečnost pohonu	[-]
k_{pr}	Koeficient pružnosti řetězu	[-]
k_s	Součinitel odporů ve spodní větvi	[-]
k_{ss}	Počet spojek	[ks]
k_{sv1}	Počet svarů 1	[ks]
k_{sv2}	Počet svarů 2	[ks]
k_z	Součinitel zakřivení tratě	[-]
k_{zs}	Počet žeber	[ks]
k_{φ}	Koeficient zaplnění	[-]
L	Délka porubu	[m]
L_1	Délka sběrného hřeblového dopravníku	[m]
l_h	Délka hřeblo	[m]
l_{hd}	Tloušťka horní desky	[m]
l_m	Délka výstupní hřídele elektromotoru	[m]
l_p	Délka pantu	[m]

l_s	Tloušťka spodní desky	[m]
l_{sv1}	Délka svaru 1	[m]
l_{sv2}	Délka svaru 2	[m]
l_{zs}	Délka stříhané hrany žebra	[m]
m_h	Hmotnost hřebľa	[kg]
m_k	Hmotnost dobývacího stroje	[kg]
M_m	Točivý moment elektromotoru	[N·m]
m_m	Hmotnost elektromotoru	[kg]
m_p	Hmotnost převodovky	[kg]
m_p	Hmotnost porubového hřeblového dopravníku	[kg]
m_Q	Metrová hmotnost dopravovaného materiálu	[kg·m ⁻¹]
m_r	Metrová hmotnost řetězu	[kg·m ⁻¹]
M_{RED}	Redukovaný moment	[N·m]
m_{red}	Redukovaná hmotnost zrychlovaných hmot	[kg]
m_{rp}	Metrová hmotnost řetězového pásma s hřebly	[kg·m ⁻¹]
m_s	Hmotnost spojky	[kg]
m_t	Hmotnost těživa	[kg]
n_B	Otáčky řetězového bubnu	[s ⁻¹]
n_e	Počet elektromotorů	[ks]
n_M	Otáčky elektromotoru	[min ⁻¹]
n_p	Počet převodovek	[ks]
n_r	Počet použitých řetězů	[ks]
P	Příkon elektromotoru	[kW]
p_D	Dovolený tlak v otlačení	[MPa]
P_m	Výkon elektromotoru	[kW]
P_{pmax}	Maximální přenášený výkon převodovky	[kW]
Q	Dopravní výkon	[t·hod ⁻¹]
Q_S	Skutečný dopravní výkon	[t·hod ⁻¹]
R	Poloměr řetězového bubnu	[m]
R_e	Mez kluzu v tahu	[MPa]
S	Požadovaný dopravní průřez	[m ²]
S_1	Průřez plochy S_1	[m ²]
S_2	Průřez plochy S_2	[m ²]
S_3	Průřez plochy S_3	[m ²]
S_c	Celkový dopravní průřez	[m ²]
S_e	Efektivní dopravní průřez dle normy	[m ²]

S_{pz}	Plocha potřebná pro přenos posouvající síly	$[m^2]$
S_v	Vypočítaný dopravní průřez	$[m^2]$
t	Čas	$[s]$
t_0	Perioda změny úhlu natočený řetězového kola	$[s]$
t_h	Rozteč hřebel	$[m]$
t_r	Rozteč článků řetězu	$[m]$
t_{re}	Doba rozběhu elektromotoru	$[s]$
t_{zs}	Tloušťka žebra	$[m]$
v	Dopravní rychlost	$[m \cdot s^{-1}]$
v_h	Výška hřebel	$[m]$
v_r	Pulzující rychlost řetězového kola	$[m \cdot s^{-1}]$
v_s	Skutečná dopravní rychlost	$[m \cdot s^{-1}]$
$x_{hř}$	Počet hřebel v jedné větvi	$[ks]$
x_p	Vzdálenost materiálu na ose x	$[m]$
y_p	Vzdálenost materiálu na ose y	$[m]$
z	Počet zubů řetězového kola	$[-]$
α	Úklon porubu	$[^\circ]$
α_0	Úhel natočení řetězového kola	$[^\circ]$
α_B	Úhel odpoutání vrhové paraboly	$[^\circ]$
β	Úklon chodby	$[^\circ]$
β_o	Úhel tečny k vrhové parabole	$[^\circ]$
ε	Úklon dopravní tratě	$[^\circ]$
η	Účinnost poháněcí stanice	$[-]$
η_e	Účinnost elektromotoru	$[-]$
ρ_s	Sypná hmotnost černého uhlí	$[kg \cdot m^{-3}]$
σ_D	Dovolené napětí v tahu	$[MPa]$
τ_{DOVS}	Dovolené napětí ve střihu	$[MPa]$
τ_S	Napětí ve střihu	$[MPa]$
ψ_D	Dynamický sypný úhel černého uhlí	$[^\circ]$
ω_B	Úhlová rychlost řetězového bubnu	$[rad \cdot s^{-1}]$

ÚVOD

Jednou z nejpoužívanějších metod dobývání uhlí v hlubinných dolech je stěnování. Při stěnování v porubu pojíždí dobývací stroj po porubovém hřeblovém dopravníku, na který je shazováno těživo a to se dále dopravuje na sběrný hřeblový dopravník. Ten má za úkol, spolu s drtičem, vytěžené těživo rozdrtit a dopravit z porubu k dalšímu zpracování. Porub je v ideálním případě umístěn kolmo na chodbu, ve které se nachází sběrný hřeblový dopravník.

Vlivem stěnování se porubový hřeblový dopravník posouvá ve směru těžby podél sběrného hřeblového dopravníku. Oba hřeblové dopravníky mohou být vůči sobě uloženy volně nebo pevně spojeny. Diplomová práce se zabývá pevným spojením hřeblových dopravníků.

Cílem diplomové práce je navrhnout a pevnostně zkontrolovat spoj porubového a sběrného hřeblového dopravníku v hlubinném dole. Navržený spoj musí mít požadovanou volnost pohybů, protože porub nemá vždy ideální tvar. Z tohoto důvodu musí spoj umožnit kyvný pohyb ve dvou na sebe kolmých rovinách současně. Spoj musí odolat všem silám, které působí v provozním stavu. Tyto síly je důležité zjistit a vypočítat.

Při úvodní patentové rešerši a analýze současného stavu techniky bylo zjištěno, že kloubový spoj se při spojování sběrných a porubových hřeblových dopravníků nepoužívá, a to ani ve výjimečných případech. Kloubové spojení by muselo být robustní konstrukce z důvodu velkých sil působících v provozním stavu. Kloubový spoj je potřeba nahradit jiným konstrukčním řešením, které bude poskytovat volný kyvný pohyb ve dvou na sebe kolmých rovinách současně. Jako nejvhodnější řešení bylo zvoleno spojení pomocí čepů. V případě, kdy osy čepů jsou na sebe kolmé, dosáhne čepový spoj požadovaných pohybů.

Čepový spoj bude pracovat v dole, kde panují extrémní podmínky, proto je vhodné zvolit materiály s větší mezí pevnosti v kluzu. Dále by materiály měly být ořezuvzdorné a korozivzdorné. Při návrhu spoje je potřeba brát ohled na rozměry jednotlivých dílů kvůli dopravě do dolu. Jednotlivé díly musí vyhovovat velikostním podmínkám pro dopravu v dole. Montáž, výměna nebo oprava čepového spoje bude probíhat v dole, proto tyto činnosti musí být co nejjednodušší.

Výsledkem této diplomové práce je konstrukční řešení čepového spoje porubového hřeblového dopravníku a sběrného hřeblového dopravníku.

1 Rešerše

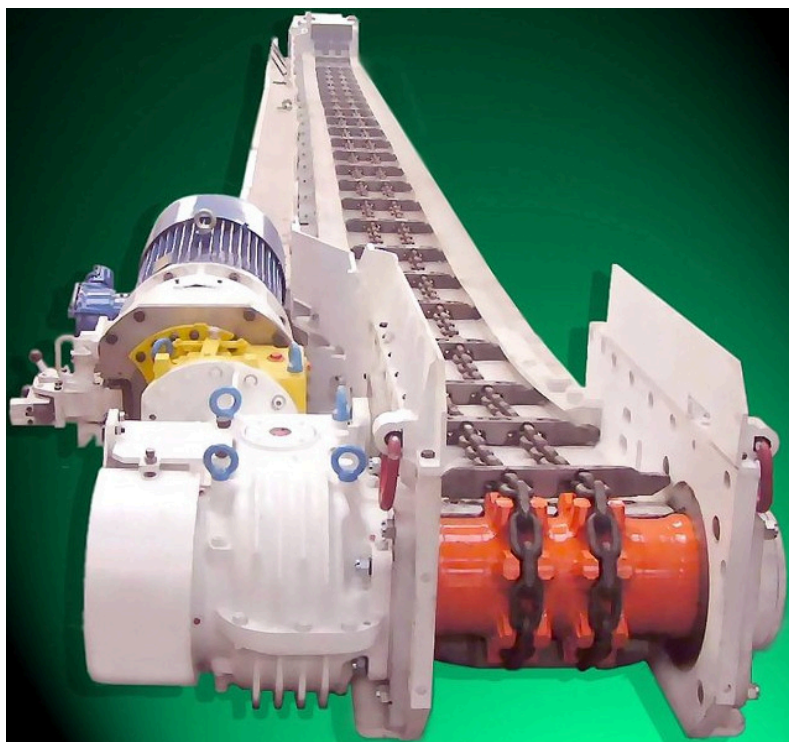
V rešerši se budu zabývat hřeblovými dopravníky a kloubovým spojením hřeblových dopravníků. Zajímat se budu zejména o moderní trendy, patenty a stav techniky, tzv. state of art. Může se stát, že kloubové spojení nebude vhodným typem spoje pro účel této diplomové práce. Proto bude na závěr vybrán vhodný typ spoje dvou hřeblových dopravníků.

1.1 Hřeblové dopravníky

V úvodu rešerše uvedu stručný popis hřeblového dopravníku. Dále se budu zabývat nejnovějšími a nejmodernějšími trendy, které se při výrobě a vývoji hřeblových dopravníků používají. Zaměřovat se budu hlavně na výrobce a trhy v Austrálii, Německu, Číně a USA. Jedná se zejména o:

- rychlosti hřeblových dopravníků,
- délky,
- šířky,
- materiály hřebel a žlabů.

Na závěr přidám nejznámější české a zahraniční výrobce hřeblových dopravníků.



Obr. 1.1 – Hřeblový dopravník (1)

Hřeblové dopravníky jsou typickým zástupcem důlních dopravníků a slouží k jednosměrné nebo obousměrné dopravě rubaniny a uhlí. Řadí se mezi zařízení s plynulou dopravou materiálu a lze je zařadit mezi řetězové dopravníky. Materiál je dopravován v horní větvi a tažným prvkem je nekonečné řetězové pásmo, které tvoří jeden, dva nebo tři řetězy s hřebly. Dopravník je poháněn řetězovým kolem a ve většině případů je poháněno i vratné řetězové kolo.

Mezi hlavní výhody hřeblových dopravníků patří:

- jednoduchá, nízká a robustní konstrukce,
- možnost vybočení dopravní trasy ve vertikální rovině v rozsahu $\pm 5^\circ$,
- odolnost vůči vysokým teplotám,
- odolnost vůči těžkým důlním podmínkám,
- nezávislost na způsobu uložení tratě,
- možnost krátkodobého přetížení,
- úklonná doprava v rozsahu až $\pm 35^\circ$.

Nevýhody hřeblových dopravníků jsou:

- velká energetická náročnost,
- velká vlastní hmotnost,
- drcení dopravovaných materiálů,
- hlučnost,
- opotřebení žlabu vlivem tření.

Rychlosti porubových hřeblových dopravníků, které se momentálně vyrábějí a prodávají, se pohybují mezi $0,9 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1} \div 1,33 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Oproti ostatním typům dopravníků je tato rychlost relativně malá, a to kvůli opotřebení. Čím je rychlost větší, tím víc se dopravník opotřebovává, nejvíce např. řetězy, hřebla a stírací desky. Dalším důvodem jsou dynamické síly v řetězu. Čím větší je rychlost, tím větší jsou dynamické síly, které působí na řetěz.

Délky hřeblových dopravníků jsou od několika desítek metrů až po stovky metrů, konkrétněji $120 \text{ m} \div 400 \text{ m}$. V současnosti se dopravníky vyrábějí jako stavebnicové, takže je možné dosáhnout prakticky jakékoliv délky na přání zákazníka. Výhodou stavebnicové konstrukce je, že se dokáže přizpůsobit terénu. Mezi další výhody patří snadná doprava do dolu, jednoduchá oprava a montáž a demontáž.

Výšky žlabů jsou dané použitým válcovaným nebo odlévaným E-profilem a jsou od 200 mm do 276 mm, ve výjimečných případech i přes 300 mm. Výška E-profilu je závislá na tloušťce kluznice, která bývá 40 mm ÷ 50 mm, použitém řetězu a hlavně na výšce porubu.

Šířka žlabu může být libovolná v závislosti na střední desce. Nejčastěji bývá od 600 mm do 1000 mm. Existují i výjimky, jako velkokapacitní hřeblový dopravník firmy CAT, který má šířku žlabu 1 742 mm a při této šířce má přepravní kapacitu 7 716 t·hod⁻¹. Na šířku žlabu má dále vliv velikost hřebel, použitý typ dobývacího stroje a požadovaný dopravní výkon.

Materiály používané při výrobě žlabů musí být otěruvzdorné. Nejrozšířenějším materiálem je HARDOX 450, další používané materiály jsou Dillidur a Brinar.

Životnost dopravníků je obvykle, jak udávají čeští výrobci, 3 miliony tun. V současnosti se můžeme setkat i s životností 20 milionů tun, kterou zaručuje americká firma Caterpillar. Nejmenší životnost, asi 0,5 milionů tun, má stírací deska a snímače řetězu. Řetěz s hřebly má životnost okolo 2 milionů tun a žlab má životnost 8 ÷ 20 milionů tun.

Nejznámějším českým výrobcem je opavská firma **Ostroj**, která patří mezi českou špičku.

Mezi další české výrobce patří:

- T-machinery,
- Se-mi.

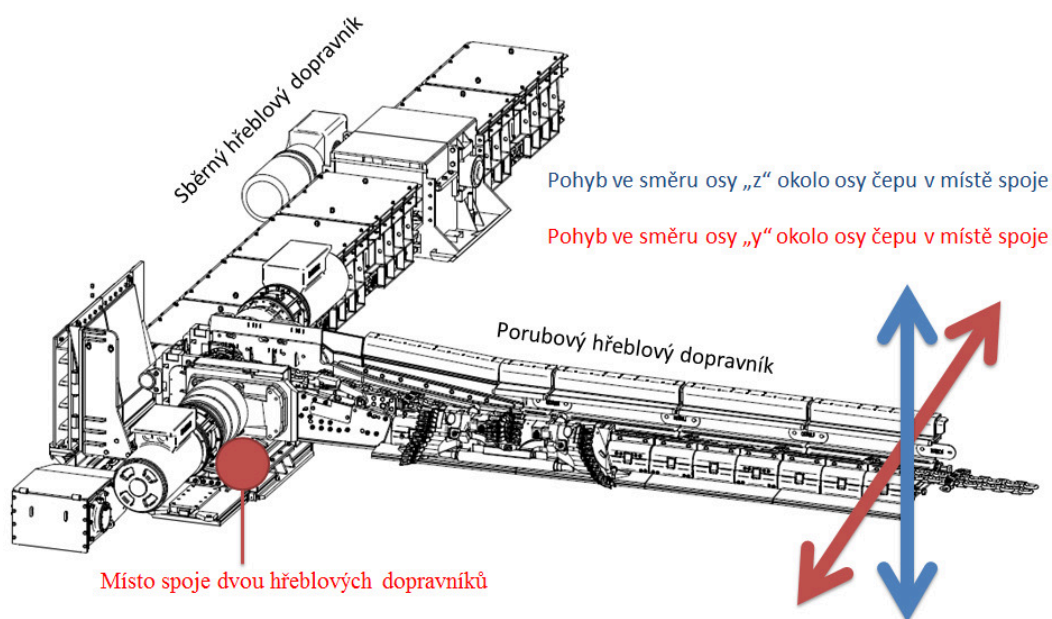
Zahraniční výrobci porubových hřeblových dopravníků jsou:

- JoyGlobal – USA,
- HALBACH & BRAUN – Německo,
- Ryfama – Polsko,
- Caterpillar – USA.

1.2 Kloubové spojení dvou hřeblových dopravníků

Nejprve musím zjistit, jaké stupně volnosti budou potřeba a jak se bude porubový hřeblový dopravník pohybovat vůči statickému sběrnému hřeblovému dopravníku.

Požadavek pohybů porubového hřeblového dopravníku a z toho plynoucí nároky na druh spojení jsou, viz Obr. 1.2.



Obr. 1.2 – Požadované pohyby porubového dopravníku (1)

Spoj bude muset zajistit kyvný pohyb ve dvou na sebe kolmých rovinách zároveň. V ose „z“, nahoru – dolů, a v ose „y“, dopředu – dozadu.

Rozsah požadovaných úhlů:

- ve směru osy „z“ $-6^\circ \div 20^\circ$,
- ve směru osy „y“ $-12^\circ \div 12^\circ$.

K dosažení vzájemné kombinace těchto dvou pohybů lze použít:

- kloubové spojení,
- kombinaci dvou čepů.

1.2.1 Kloubové spojení

Kloub představuje spojení dvou prvků mechanismu, které umožňuje jejich vzájemný pohyb. Podle počtu os, kolem kterých se realizuje pohyb kloubu, rozdělujeme klouby na:

- jednoosé klouby – čepový, kladkový,
- dvouosé klouby – sedlový, vejčitý (dvě hlavní osy jsou na sebe kolmé),
- trojosé klouby – kulový (tři hlavní osy jsou na sebe kolmé).

Základní rozdělení kloubových spojení

Kulovitý kloub

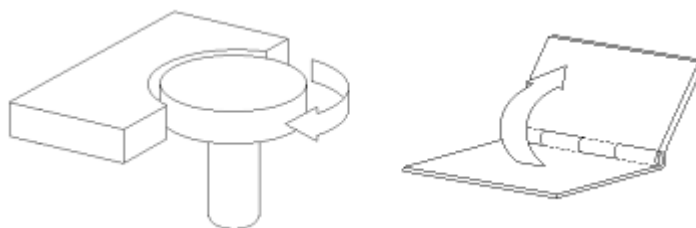
Je to kloub s větší pohyblivostí a je tvořen styčnými kulovými plochami. Podle pohyblivosti se dělí na kloub omezený, kdy je kloubní plocha větší než polovina kulové plochy. Když je kloubní plocha menší než polovina kulové plochy, jedná se o kloub volný.



Obr. 1.3 – Kulovitý kloub (2)

Válcový kloub

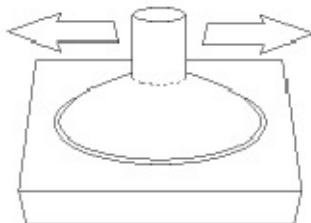
Je tvořen styčnými válcovými plochami. Existuje buď válcový kloub kladkový nebo válcový kloub čepový.



Obr. 1.4 – Válcový kloub (2)

Kloub vejčitý

Styčné plochy jsou tvořeny plochami tvaru elipsoidu.



Obr. 1.5 – Vejčitý kloub (2)

Kloub sedlový

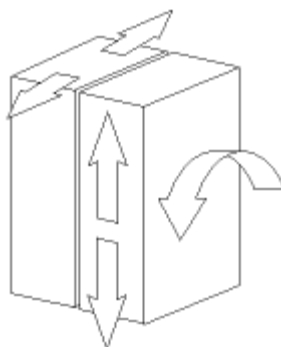
Je tvořen styčnými plochami, které mají tvar koňského sedla. Jedna část má konkávní tvar a druhá konvexní. Klouby musí být na sebe kolmé.



Obr. 1.6 – Sedlový kloub (2)

Kloub plochý

Plochý kloub je tvořen rovnými styčnými plochami. Jednotlivé části kloubů po sobě při pohybu kloužou.

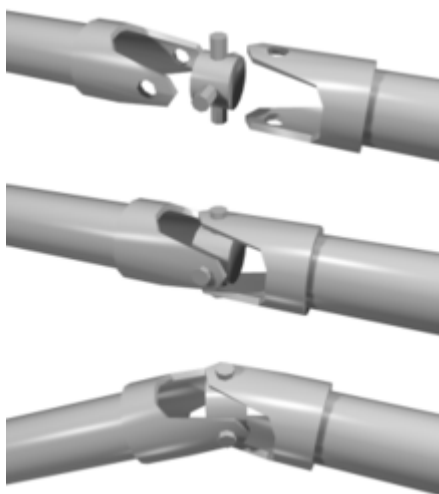


Obr. 1.7 – Plochý kloub (2)

Zařízení pracující s kloubovým spojením:

- automobil + vozík,
- tahač + návěs.

Pro účel této diplomové práce by nejvíc vyhovovalo zařízení typu Kardanova kloubu. Jedná se o kloub, který má volný pohyb ve dvou osách. Jeho nejznámější využití je jako spojka dvou otáčejících se hřídelů.

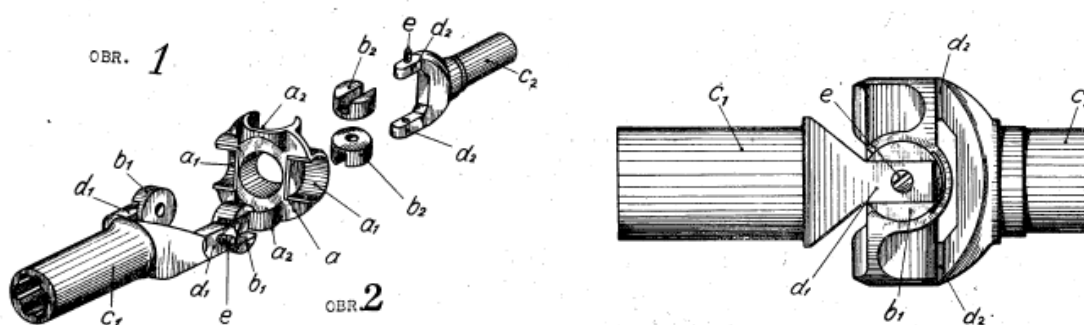


Obr. 1.8 – Kardanův kloub (3)

Patenty kloubových spojů

První patent s názvem **Universální kloub** je z roku 1930 a byl registrován pod patentovým číslem 31844 v Německu. Principem Universálního kloubu jsou dvě na sebe kolmá zakončení hřídelů, otočně uložená ve středním dílu, viz Obr. 1.9.

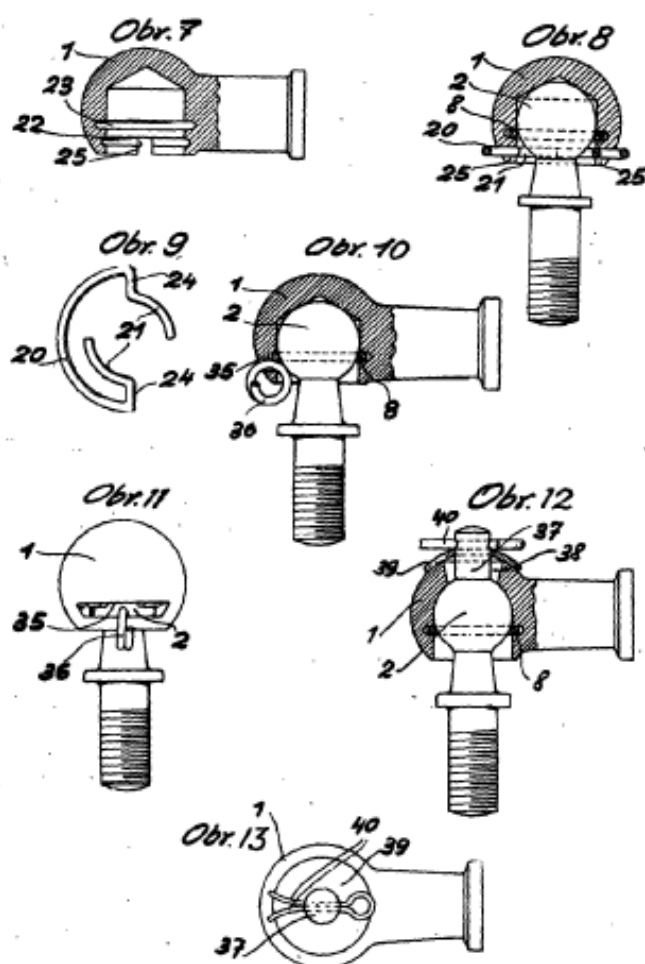
Kloubový spoj se může současně pohybovat ve dvou na sebe kolmých rovinách. Tím vznikne potřebná kombinace pohybů.



Obr. 1.9 – Universální kloub (4)

Dalším patentem je patent s názvem **Rozpojitelný kulový kloub** z roku 1932, registrovaný pod číslem 41342 v Německu. Kulový kloub zajistí současně pohyb ve všech třech osách, omezení pohybu je pouze vlastní konstrukcí kloubu.

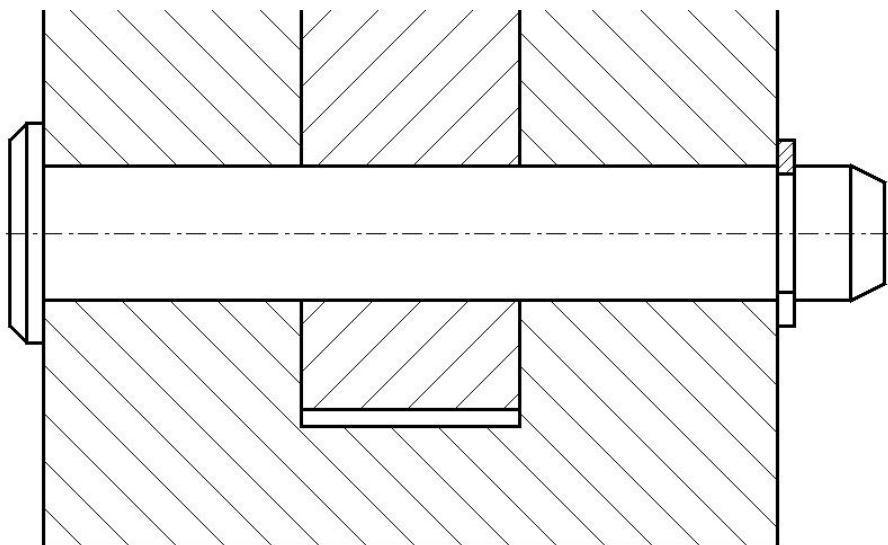
Toto řešení není moc vhodné pro případ řešení v diplomové práci, protože spoj bude přenášet poměrně velké síly, takže samotný kloub by musel být robustní.



Obr. 1.10 – Rozpojitelný kulový kloub (4)

1.2.2 Kombinace dvou čepů

Spojovací čepy, viz Obr. 1.11, mohou být normalizované nebo si je můžeme sami navrhnout. Používají se k otočnému spojení různých strojních součástí. Čepy přenášejí tahovou nebo tlakovou sílu kolmou na osu čepu. Dají se tak vytvářet různá táhla a klouby, které se mohou natáčet. Spojení pomocí čepů je levné. Náklady na provoz jsou dány nároky na mazání a náklady na demontáž a výměnu čepů jsou minimální.



Obr. 1.11 – Čepový spoj (5)

V rámci této diplomové práce bude potřeba mít dva čepy, jejichž osy jsou na sebe kolmé. Toto řešení zajistí rozsah potřebných pohybů. Spojované součásti se budou moci pohybovat současně ve dvou směrech, nezávisle na sobě.

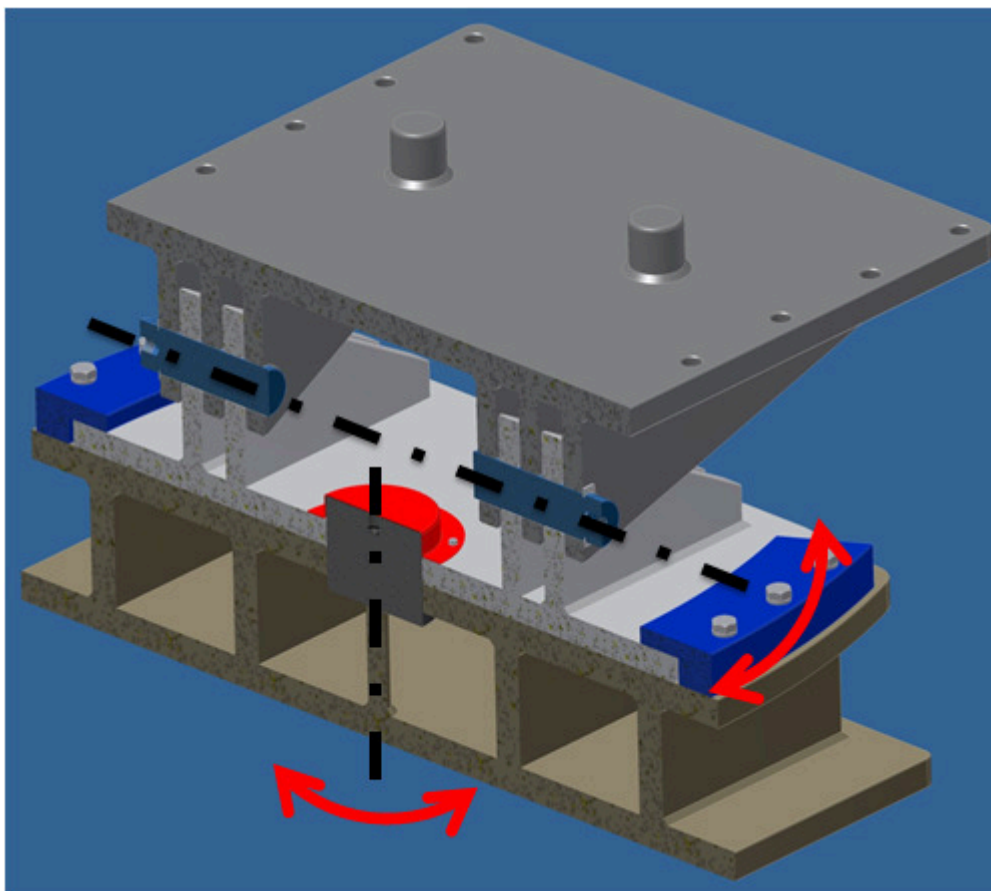
Výhodou tohoto řešení je, že čepy použité ve spoji se dají snadno vyměnit. Jejich návrh a výroba je poměrně rychlá a levná. Čepy používané v dole se obvykle nemažou, místo toho se volí vhodná povrchová úprava. Po konzultaci s odborníkem z firmy Ostroj bylo zjištěno, že konkrétně čepy, které budou ve spoji, se mazat nebudou.

Mazat se nebude z důvodu působících velkých sil, které by mazivo vytlačily a z důvodu špatné kontroly promazání spoje.

1.2.3 Výběr typu spoje

Zvolil jsem spojení pomocí kombinace dvou čepů. Na spoj budou působit velké provozní síly, z nichž největší bude mít hodnotu $F_s = 2\,500\,000\text{ N}$. Kloubové spojení by muselo být pro přenos takto velkých sil velmi robustní konstrukce. To by mohlo způsobit problém při dopravě do dolu a při montáži. Oprava nebo výměna kloubu je složitější, než u čepového spoje. Kulová plocha kloubu se bude vlivem tření opotřebovávat a při pohybu by tak mohly vznikat rázy.

Spojení pomocí čepů je dostatečně tuhé a robustní, aby dokázalo přenést a vydržet všechny síly, které budou na spoj působit v provozním stavu. Čepový spoj vyhovuje velikostním podmínkám pro dopravu v dole. Jednotlivé díly mají méně než 6 000 kg, takže se budou moct dopravovat v důlní kleci. Při větší hmotnosti by se musely dopravovat zavěšené pod klecí, a to by způsobilo zbytečné komplikace. Montáž spoje nesmí být složitá proto, že se bude provádět v dole. Z důvodu extrémně těžkých podmínek v dole by údržba a výměna poškozených dílů měla být co nejjednodušší.



Obr. 1.12 – Vybraný druh spoje (6)

2 Konstrukční návrh a výpočty porubového hřeblového dopravníku

V následující kapitole budu navrhovat a počítat šířku žlabu hřeblového dopravníku, kterou pak zkontroluju na potřebné dopravované množství pomocí více variant, viz podkapitola 2.1.3. Dále budu volit a počítat řetěz s hřebly a na závěr provedu výpočet a volbu poháněcí stanice.

2.1 Určení požadovaného dopravního průřezu dopravníku „S“

Nejprve musím vypočítat požadovaný dopravní průřez, abych mohl navrhnout ideální šířku žlabu.

2.1.1 Vstupní parametry

Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Dopravní výkon	Q	1 200	[t·hod ⁻¹]
Délka porubu	L	230	[m]
Dopravní rychlost	v	1,33	[m·s ⁻¹]
Úklon porubu alfa	α	-6 ÷ 20	[°]
Délka sběrného hřeblového dopravníku	L ₁	70	[m]
Úklon chodby beta	β	-12 ÷ 12	[°]

Tab. 2.1 – Vstupní parametry pro výpočet hřeblového dopravníku

Podle zadaných vstupních parametrů musím nejprve zjistit potřebný dopravní průřez porubového hřeblového dopravníku, aby vyhovovalo dopravované množství. Budu vycházet z rovnice pro výpočet dopravního množství, z které odvodím „S“ - požadovaný dopravní průřez (16).

Výpočet potřebného dopravního průřezu

$$Q = 3,6 \cdot S \cdot v \cdot \rho_s \cdot k_\varphi \Rightarrow S \quad (2.1)$$

S... požadovaný dopravní průřez náplně porubového hřeblového dopravníku

ρ_s ... sypaná hmotnost černého uhlí, $\rho_s = 1\,260 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

k_φ ... koeficient zaplnění, po konzultaci s odborníkem z firmy Ostroj volím $k_\varphi = 0,8$

$$S = \frac{Q}{3,6 \cdot v_s \cdot \rho_s \cdot k_\phi} \quad (2.2)$$

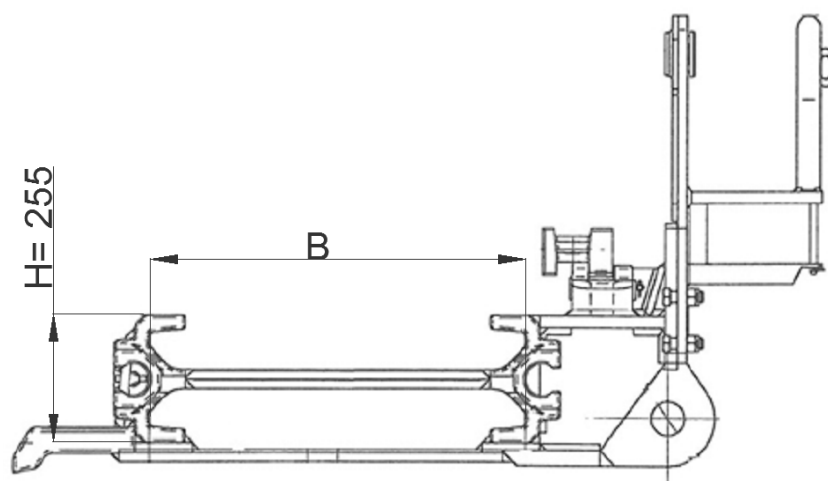
$$S = \frac{1\,200}{3,6 \cdot 1,33 \cdot 1260 \cdot 0,8}$$

$$S = 0,248 \, m^2$$

Požadovaný dopravní průřez dopravníku je $S = 0,248 \, m^2$.

Z vypočítaného dopravního průřezu nyní musím zjistit, jaká bude optimální šířka dopravního žlabu, aby vyhovovala dopravovanému množství. Výpočet provedu pro několik variant šířky, poté vyberu tu nejvhodnější.

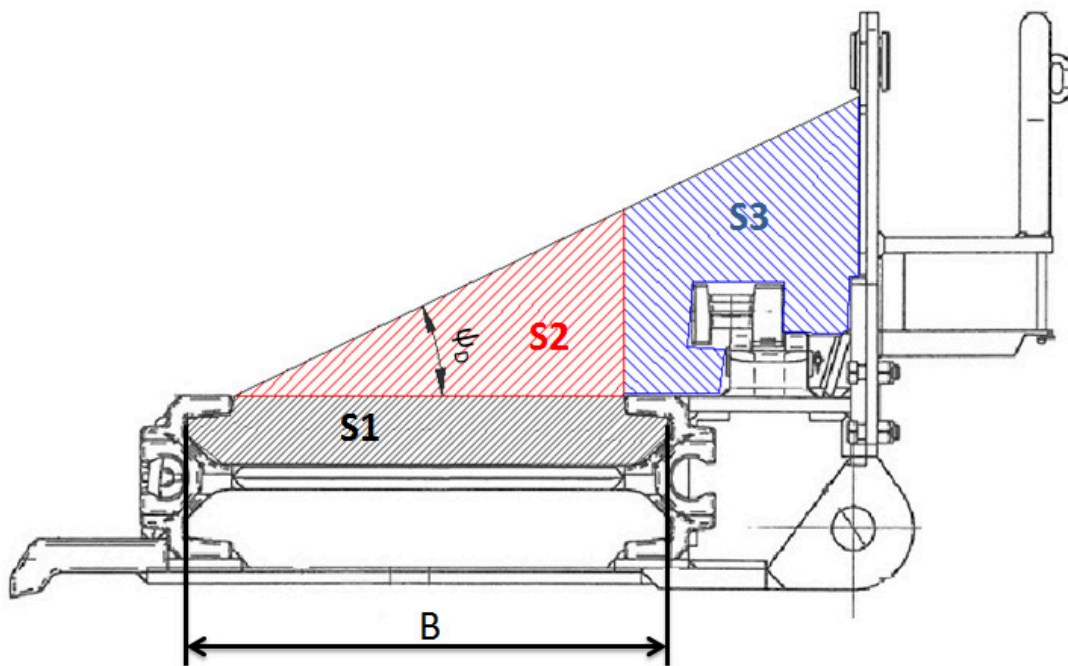
2.1.2 Volba šířky dopravního žlabu B



Obr. 2.1 – Porubový hřeblový dopravník (1)

Výška válcovaného E-profilu byla po konzultaci zvolena $H = 255 \, mm$, viz Obr. 2.1.

Budu hledat šířku dopravního žlabu B tak, aby se průřez S_V co nejvíce blížil hodnotě $S = 0,248 \, m^2$. Při pohledu na Obr. 2.2 lze vidět, jak se materiál přibližně pohybuje po dopravníku. Pro zjednodušení výpočtu jsem si oblast rozdělil do tří ploch S_1 , S_2 a S_3 . Velikost každé oblasti je ovlivněna šířkou žlabu B, proto pro každou šířku musím vypočítat obsah oblastí zvlášť. Úhel sklonu dopravovaného materiálu se rovná dynamickému synému úhlu černého uhlí.



Po konzultaci s odborníkem z firmy Ostroj bylo zjištěno, že materiál se částečně dopravuje i v modře vyšrafované oblasti S_3 . Tuto oblast do výpočtů nezahrnu, pouze na konci kapitoly zohledním její podíl pomocí opravného součinitele.

Výpočet plochy S_1

$$S_1 = 0,45 \cdot H \cdot b \quad (2.3)$$

$$S_1 = 0,45 \cdot 0,255 \cdot 0,72$$

$$S_1 = 0,083 \text{ m}^2$$

Protože šířka žlabu B není v celém svém průřezu konstantní, zavádí se opravná šířka žlabu b . Tato hodnota je o 10 % menší než B .

Výpočet opravné šířky žlabu

$$b = 0,9 \cdot B \quad (2.4)$$

$$b = 0,9 \cdot 0,8$$

$$b = 0,72 \text{ m}$$

V Tab. 2.2 jsou uvedeny rozměry opravné šířky žlabu b a obsahu plochy S_1 pro různé hodnoty šířky dopravního žlabu B .

B [mm]	b [mm]	S_1 [m²]
800	720	0,08
900	810	0,09
1 000	900	0,10
1 100	990	0,11
1 200	1080	0,12

Tab. 2.2 – Hodnoty pro plochu S_1

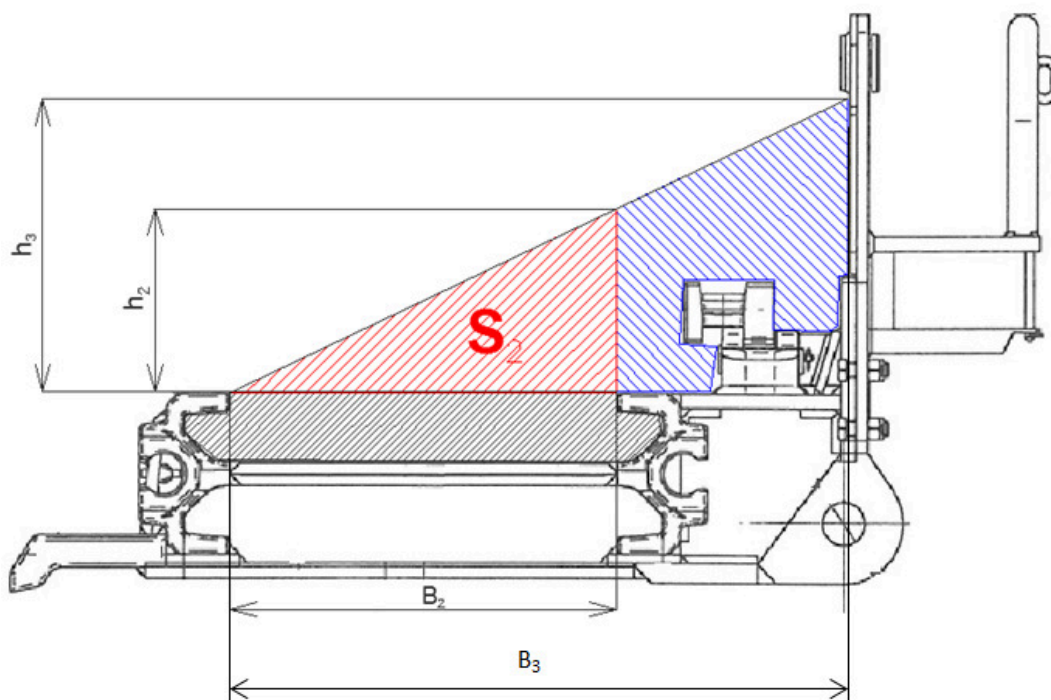
Výpočet plochy S_2

Plocha S_2 se vypočítá pomocí klasického vzorce pro výpočet obsahu plochy pravoúhlého trojúhelníku.

$$S_2 = \frac{B_2 \cdot h_2}{2} \quad (2.5)$$

$$S_2 = \frac{0,73 \cdot 0,34}{2}$$

$$S_2 = 0,124 \text{ m}^2$$



Obr. 2.3 – Schéma dopravní plochy S_2

Pro výpočet jsem potřeboval zjistit hodnotu h_2 , což je výška materiálu na délce 730 mm, od počátku stoupání materiálu, mezi červenou a modrou oblastí. Tato hodnota se vypočítá pomocí goniometrických funkcí pravoúhlého trojúhelníku.

Výpočet výšky materiálu h_2

$$\operatorname{tg} \psi_D = \frac{h_2}{B_2} \Rightarrow h_2 \quad (2.6)$$

$$h_2 = B_2 \cdot \operatorname{tg} \psi_D \quad (2.7)$$

$$h_2 = 0,73 \cdot \operatorname{tg} 25^\circ$$

$$h_2 = 0,34 \text{ m}$$

ψ_D – dynamický sypný úhel černého uhlí byl zvolen po konzultaci s odborníkem z firmy Ostroj

Rozměry B_2 jsem zjistil pomocí programu AutoCAD.

V Tab. 2.3 je uveden rozměr B_2 a obsah plochy S_2 pro různé hodnoty šířky dopravního žlabu B . Na závěr je přidána výška materiálu mezi červenou a modrou oblastí h_2 pro různé šířky dopravního žlabu.

B [m]	B_2 [m]	S_2 [m ²]	h_2 [m]
0,8	0,72	0,12	0,34
0,9	0,81	0,17	0,38
1,0	0,90	0,21	0,42
1,1	0,99	0,25	0,46
1,2	1,08	0,30	0,50

Tab. 2.3 – Hodnoty pro plochu S_2

h_3 - výška materiálu u nastavného plechu

Hodnota h_3 se vypočítá pomocí goniometrické funkce tangens v pravoúhlém trojúhelníku. Hodnota B_3 je celková šířka dopravovaného materiálu až po nastavný plech, viz Obr. 2.3 a byla zjištěna pomocí měření v programu AutoCAD. Pro hodnotu $B = 800 \text{ mm}$ je $B_3 = 1\,100 \text{ mm}$.

Výpočet výšky materiálu h_3 u nastavného plechu

$$h_3 = B_3 \cdot \operatorname{tg} \psi_D \quad (2.8)$$

$$h_3 = 1,1 \cdot \operatorname{tg} 25^\circ$$

$$h_3 = 0,512 \text{ m}$$

Celková výška dopravníku i s nastavným plechem při rozměru žlabu $B = 800 \text{ mm}$ bude, s přihlédnutím na dynamický sypaný úhel černého uhlí, a tím pádem dopravovanou výšku materiálu, přibližně $890 \text{ mm} \div 930 \text{ mm}$. Celková výška dopravníku by měla být co nejmenší proto, aby se dopravník mohl vhodně instalovat do porubu.

V Tab. 2.4 jsou uvedeny hodnoty obsahu ploch S_1 a S_2 a celková vypočítaná plocha dopravního průřezu S_v . Na závěr je v tabulce uvedená přibližná celková výška porubového hřeblového dopravníku v závislosti na šířce žlabu B .

B [mm]	B₂ [m]	h₂ [m]	S₁ [m²]	S₂ [m²]	S_v [m²]	h [m]
800	720	0,35	0,08	0,12	0,20	0,89
900	810	0,37	0,09	0,17	0,26	0,93
1000	900	0,41	0,10	0,21	0,31	0,97
1100	990	0,46	0,11	0,25	0,36	1,01
1200	1080	0,51	0,12	0,30	0,42	1,05

Tab. 2.4 – Celkový dopravní průřez a výška hřeblového dopravníku

Volím rozměr žlabu $B = 800 \text{ mm}$, který má následující parametry:

B [mm]	B₂ [m]	h₂ [m]	S₁ [m²]	S₂ [m²]	S_v [m²]	h [m]
800	720	0,35	0,08	0,12	0,20	0,89

Tab. 2.5 – Hodnoty pro žlab šířky 800 mm

Celková vypočítaná plocha je $S_v = 0,20 \text{ m}^2$, což je podle zadání nedostačující, protože potřebuji plochu $S = 0,248 \text{ m}^2$.

Materiál se však částečně dopravuje i v modře vyšrafované oblasti S_3 viz Obr. 2.2, kde je nastavný plech. Z tohoto důvodu celkovou vypočítanou plochu vynásobím opravným součinitelem $k_p = 1,3$.

Celkový dopravní průřez tedy bude:

$$S_c = S_v \cdot k_p \quad (2.9)$$

$$S_c = 0,20 \cdot 1,3$$

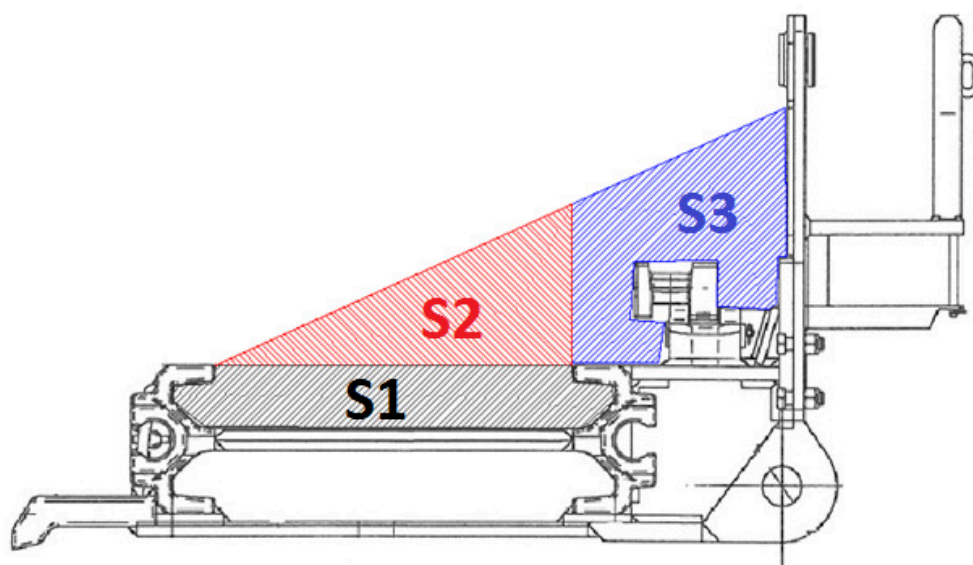
$$S_c = 0,26 \text{ m}^2$$

Vypočítaná plocha je větší než požadovaná => dopravní průřez vyhovuje.

Žlab s rozměrem $B = 800$ mm jsem zvolil proto, že vyhovuje kapacitně a není důvod volit větší šířku žlabu. Dále by šířka měla být co nejmenší, aby se dopravník mohl vhodně instalovat do porubu.

Porovnání vypočítaných a změřených ploch

Pro kontrolu provedu porovnání vypočítaných ploch se skutečnými hodnotami, které jsem naměřil v programu AutoCAD.



Obr. 2.4 – Schéma měřených ploch v AutoCADu (1)

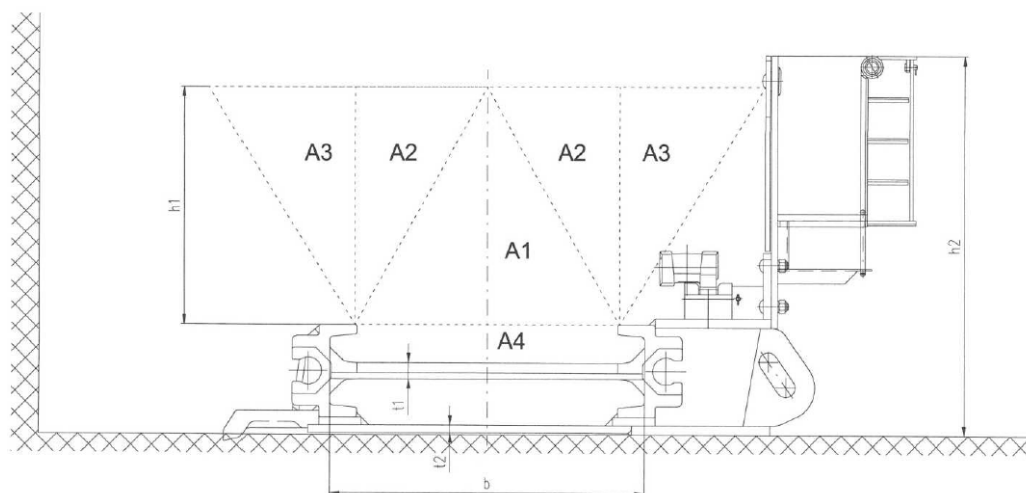
Výsledek měření ukázal, že vypočítané hodnoty jsou téměř totožné se skutečnými hodnotami. Porovnání jednotlivých ploch je v Tab. 2.6.

Plocha [m ²]	Vypočítána	Změřená – AutoCAD
ČERNÁ	0,08	0,105
ČERVENÁ	0,13	0,130
MODRÁ	0,13	0,158
Celkem	0,34	0,393

Tab. 2.6 – Porovnání vypočítaných a změřených ploch

Potřebná plocha je $S = 0,248$ m². Dopravní průřez je vyhovující a může být použit žlab s šířkou $B = 800$ mm.

2.1.3 Kontrola dopravního průřezu podle NORMY – AFC (Armoured Face Conveyor) Line Pan Calculation



Obr. 2.5 – Rozdělení dopravního průřezu podle normy (1)

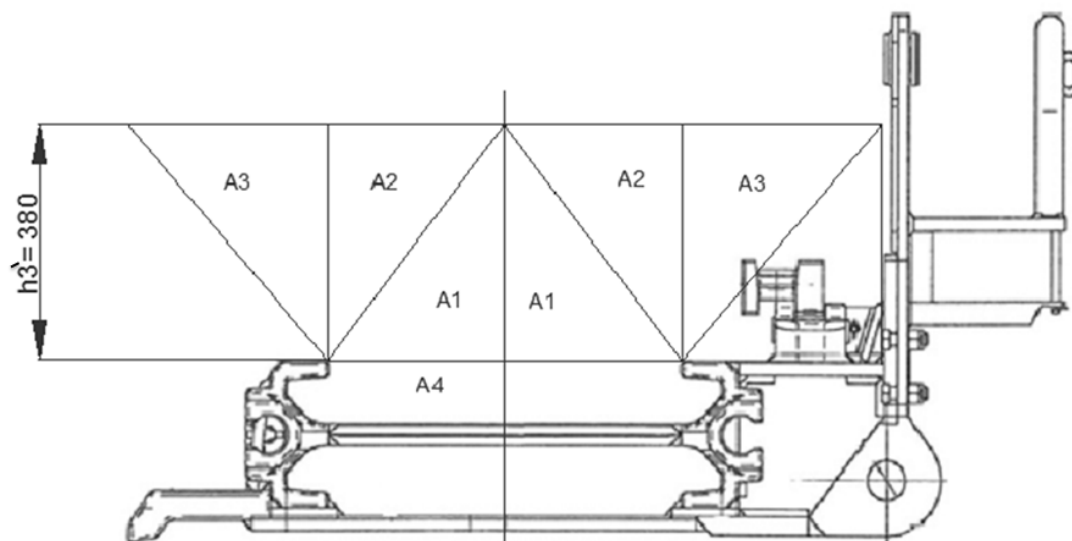
Výpočet podle normy rozděluje dopravní průřez porubového hřeblového dopravníku na několik ploch, viz Obr. 2.5. Plochy mají označení $A1$, $A2$, $A3$ a $A4$ a norma uvádí, jaké procentuální využití zaplnění dopravovaným materiálem má každá plocha. Nejprve se musí zjistit hodnota h_1 a podle ní se narýsují jednotlivé plochy. Hodnota h_1 závisí na sypném úhlu dopravovaného materiálu a na průjezdné výšce dobývacího stroje. Podle procentuálního využití se určí efektivní hodnota dopravního průřezu jednotlivých ploch. Všechny hodnoty se nakonec sečtou a vyjde efektivní dopravní průřez porubového hřeblového dopravníku.

Jednotlivé procentuální využití ploch je v Tab. 2.7.

Plocha	Procentuální využití
A1	100%
A2	50%
A3	20%
A4	82%

Tab. 2.7 – Procentuální využití jednotlivých ploch

Výpočet podle normy pro případ řešený v diplomové práci



Obr. 2.6 – Rozdělení ploch podle normy (1)

Nejprve jsem musel určit maximální výšku dopravovaného materiálu, abych mohl narýsovat potřebné plochy. Hodnota $h_3' = 380$ mm, která souvisí se synným úhlem černého uhlí a průjezdnou výškou dobývacího stroje, byla získána po konzultaci s odborníkem z firmy Ostroj. Dále jsem podle normy narýsoval všechny plochy a dle procentuálního zaplnění vypočítal, jaký dopravní průřez bude v jednotlivých plochách. Nakonec jsem všechny obsahy sečetl a dostal jsem efektivní dopravní plochu podle normy. Její hodnota je $S_e = 0,2667$ m² a je větší, než potřebná plocha, která je $S = 0,248$ m², viz Tab. 2.8.

Plocha	Vyplnění [%]	Obsah plochy [m ²] (Autocad)	Efektivní plocha [m ²]
A1	100	0,105	0,105
A2	50	0,104	0,052
A3	20	0,118	0,023
A4	82	0,105	0,086
		Celkem:	0,266
		Potřebná:	0,248

Tab. 2.8 – Porovnání změřené a efektivní plochy

V obou případech, výpočtem podle normy a klasickým výpočtem, dopravní průřez vyhovuje. Šířka žlabu $B = 800$ mm je vyhovující pro přepravu zadaného dopravního množství Q .

2.2 Volba řetězu s hřebly

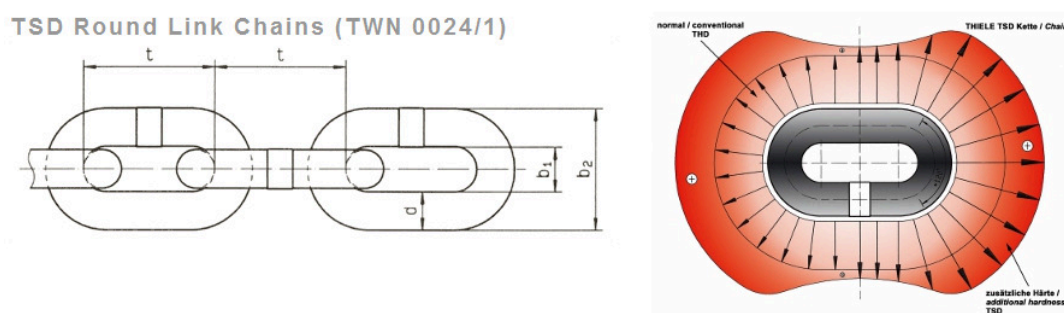
Řetěz spolu s hřebly patří k nejvíce opotřebovávaným součástem hřeblových dopravníků. Jeho návrh, výpočet a kontrola je proto velice důležitá. Řetěz musí zajistit přenos točivého momentu z poháněcí stanice a zároveň musí přenášet velké dynamické síly, které vznikají dopravou těživa. I za cenu vyšších pořizovacích nákladů se v současnosti volí předimenzované řetězy.



Obr. 2.7 – Řetězové pásmo s hřebly (7)

2.2.1 Volba řetězu

Volím vysokopevnostní řetěz německé firmy Thiele. Profil řetězu a rozměrové schéma je na Obr. 2.8.



Obr. 2.8 – Rozměrové schéma zvoleného řetězu (7)

Základní katalogové hodnoty řetězu jsou uvedeny v Tab. 2.9.

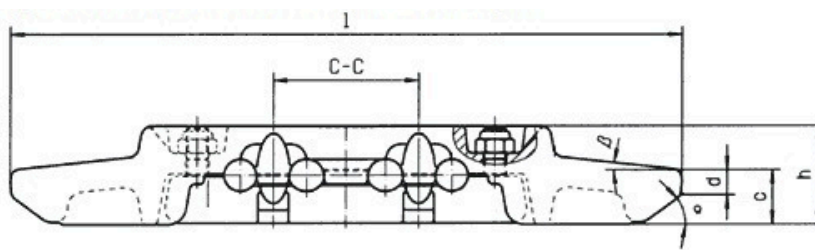
Název řetězu			
ŘETĚZ DIN 22252 – 34 x126 - TSD			
Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Výrobce	-	THIELE	-
Průměr drátu řetězu	d	34	[mm]
Rozteč článků	t_r	126	[mm]
Počet použitých řetězů	n_r	2	[ks]
Zkušební síla	$F_{sř}$	1 270	[kN]
Síla při přetržení	$F_{řp}$	1 800	[kN]
Metrová hmotnost řetězu	m_r	22,7	[kg·m ⁻¹]
Maximální výška řetězu	b_2	109	[mm]

Tab. 2.9 – Katalogové hodnoty zvoleného řetězu (7)

2.2.2 Volba hřebel

Kvůli zaručené kompatibilitě volím hřebel taky od německé firmy Thiele. Hřebel jsou oboustranně kovaná pro dva centrálně uložené řetězy o velikosti 34 x 126. Skládají se ze dvou částí, které lze připevnit na řetěz bez nutnosti jeho přerušení nebo porušení článků řetězu. Šířka hřebel se volí podle vnitřní šířky dopravního žlabu.

Nejprve je potřeba určit rozteč hřebel. Hřebel se vždy umísťují na sudý článek řetězu. Rozteč hřebel by měla být cca 1000 mm. Rozteč řetězu je 126 mm, proto volím rozteč $t_r = 8$, to znamená, že hřeblo bude na každém osmém článku řetězu.



Obr. 2.9 – Rozměrové schéma zvoleného hřebel (7)

Rozteč hřebel bude následující:

$$\begin{aligned} t_h &= 8 \cdot t_r \\ t_h &= 8 \cdot 126 \\ t_h &= 1008 \text{ mm} \end{aligned} \quad (2.10)$$

Počet hřebel v jedné větvi:

$$\begin{aligned} x_{hr} &= \frac{L}{t_h} \\ x_{hr} &= \frac{230\,000}{1\,008} \\ x_{hr} &= 228,2 \end{aligned} \quad (2.11)$$

V jedné větvi bude 228 hřebel.

Základní katalogové hodnoty zvoleného hřebel jsou uvedeny v Tab. 2.11.

Název hřebel			
HŘEBLO PF4-932/34/130			
Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Výrobce	-	THIELE	-
Typ použitého řetězu	d x t	34 x 126	[mm]
Délka hřebel	l _h	775	[mm]
Výška hřebel	v _h	114	[mm]
Hmotnost hřebel	m _h	46,5	[kg]

Tab. 2.11 – Katalogové hodnoty zvoleného hřebel (7)

2.3 Volba elektromotoru

V následující kapitole vypočítám potřebný příkon elektromotoru a zvolím vhodný elektromotor. Protože elektromotor bude pracovat v dole, musí být nevýbušného provedení proti prachu i metanu.

2.3.1 Určení potřebného příkonu

Nejprve musím zjistit celkovou obvodovou sílu F pro překonání všech pohybových odporů, která se skládá ze síly k překonání odporů v horní větvi F_h a síly pro překonání odporů v dolní větvi F_{so} . Pro výpočet těchto sil musím zjistit metrovou hmotnost dopravovaného materiálu m_Q a metrovou hmotnost řetězového pásma s hřebly m_{rp} .

Metrová hmotnost řetězového pásma m_{rp} se vypočte podle vztahu (2.12)

$$m_{rp} = 2 \cdot m_r + \frac{m_h}{8 \cdot t_h} \quad (2.12)$$

$$m_{rp} = 2 \cdot 22,7 + \frac{45,5}{8 \cdot 0,126}$$

$$m_{rp} = 90,53 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

Metrová hmotnost dopravovaného materiálu q se vypočítá podle vztahu (2.13)

$$q = \frac{Q}{3,6 \cdot v} \quad (2.13)$$

$$q = \frac{1\,200}{3,6 \cdot 1,33}$$

$$q = 251 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

Výpočet odporů v horní větvi

Pro výpočet jsou důležité dva součinitele. Součinitel odporu v horní větvi k_h , který v sobě zahrnuje údaje o tření materiálu o žlab, vnitřní tření materiálu a tření řetězu s hřebly o žlab, a součinitel zakřivení tratě k_z . Po konzultaci s odborníkem z firmy Ostroj volím:

- $k_h = 0,4$,
- $k_z = 1,2$.

Odpor v horní větvi

$$F_h = L \cdot (m_r + q) \cdot g \cdot (k_h \cdot \cos \varepsilon + \sin \varepsilon) \cdot k_z \quad (2.14)$$

$$F_h = 230 \cdot (90,53 + 251) \cdot g \cdot (0,4 \cdot \cos 0 - \sin 0) \cdot 1,2$$

$$F_h = 369\,885\,N$$

Výpočet odporů ve spodní větvi

Výpočet bude probíhat obdobně jako výpočet odporů v horní větvi. Jediný rozdíl je v tom, že ve spodní větvi se nedopravuje žádný materiál a sílu bude tvořit převážně tření řetězového pásmy s hřebly o žlab. Součinitel odporu spodní větve $k_s = 0,4$ i součinitel zakřivení tratě $k_z = 1,2$ byly voleny po konzultaci s odborníkem z firmy Ostroj.

Odpor ve spodní větvi

$$F_{so} = L \cdot m_r \cdot g \cdot (k_s \cdot \cos \varepsilon - \sin \varepsilon) \cdot k_z \quad (2.15)$$

$$F_{so} = 230 \cdot 90,53 \cdot g \cdot (0,4 \cdot \cos 0 - \sin 0) \cdot 1,2$$

$$F_{so} = 98\,046\,N$$

Výpočet celkové obvodové síly

Celková obvodová síla F se vypočítá jako součet odporů působících v horní větvi (2.14) a spodní větvi (2.15) dle vzorce (2.16).

$$F = F_h + F_{so} \quad (2.16)$$

$$F = 369\,885 + 98\,046$$

$$F = 467\,931\,N$$

Celkový příkon elektromotoru porubového hřeblového dopravníku

Celkový příkon závisí hlavně na obvodové síle F a na rychlosti v . Pro výpočet budu potřebovat hodnotu součinitele k_{poh} – bezpečnost pohonu. Tento součinitel má hodnotu $k_{poh} = 1,2$ a zahrnuje v sobě možné přetížení, rozběh dopravníku apod. Byl zvolen po konzultaci s odborníkem z firmy Ostroj. Účinnost poháněcí stanice je $\eta = 0,765$ a zahrnuje v sobě účinnosti elektromotoru, spojky a převodovky.

Výpočet příkonu elektromotoru

$$P = \frac{F \cdot v}{10^3 \cdot \eta} \cdot k_{poh} \quad (2.17)$$

$$P = \frac{467\,931 \cdot 1,33}{10^3 \cdot 0,765} \cdot 1,2$$

$$P = 977 \text{ kW}$$

P = 977 kW je pro úklon 0 °

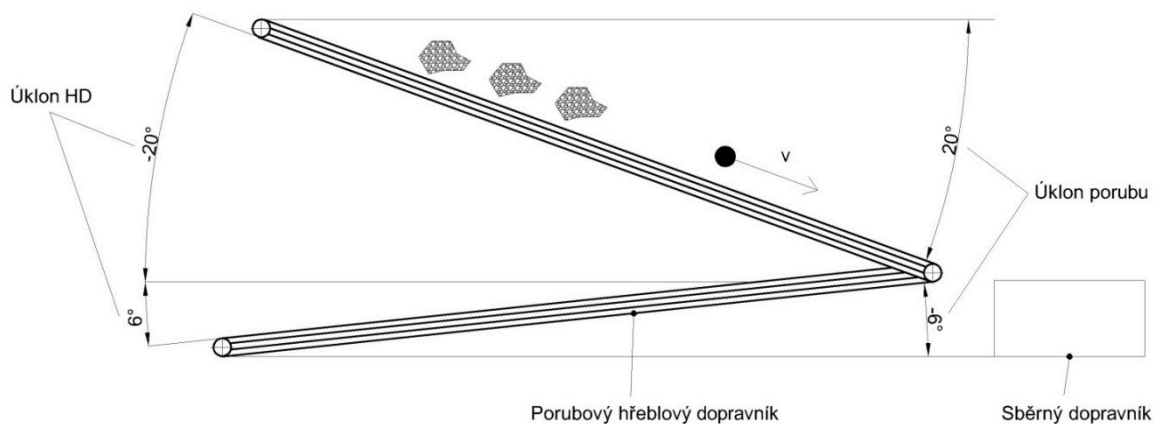
Porubový hřeblový dopravník bude pracovat v rozmezí úhlů $-20^\circ \div 6^\circ$, (hodnoty úhlů se mírně liší od zadání po konzultaci s odborníkem z firmy Ostroj). Tím se také budou měnit hodnoty $\cos \varepsilon$ a $\sin \varepsilon$, které mají vliv na příkon elektromotoru.

Proto bude nutné vytvořit graf závislosti příkonu elektromotoru na úklonu porubového hřeblového dopravníku.

2.3.2 Graf závislosti příkonu motoru na úklonu porubového hřeblového dopravníku

Schéma úklonu porubového hřeblového dopravníku

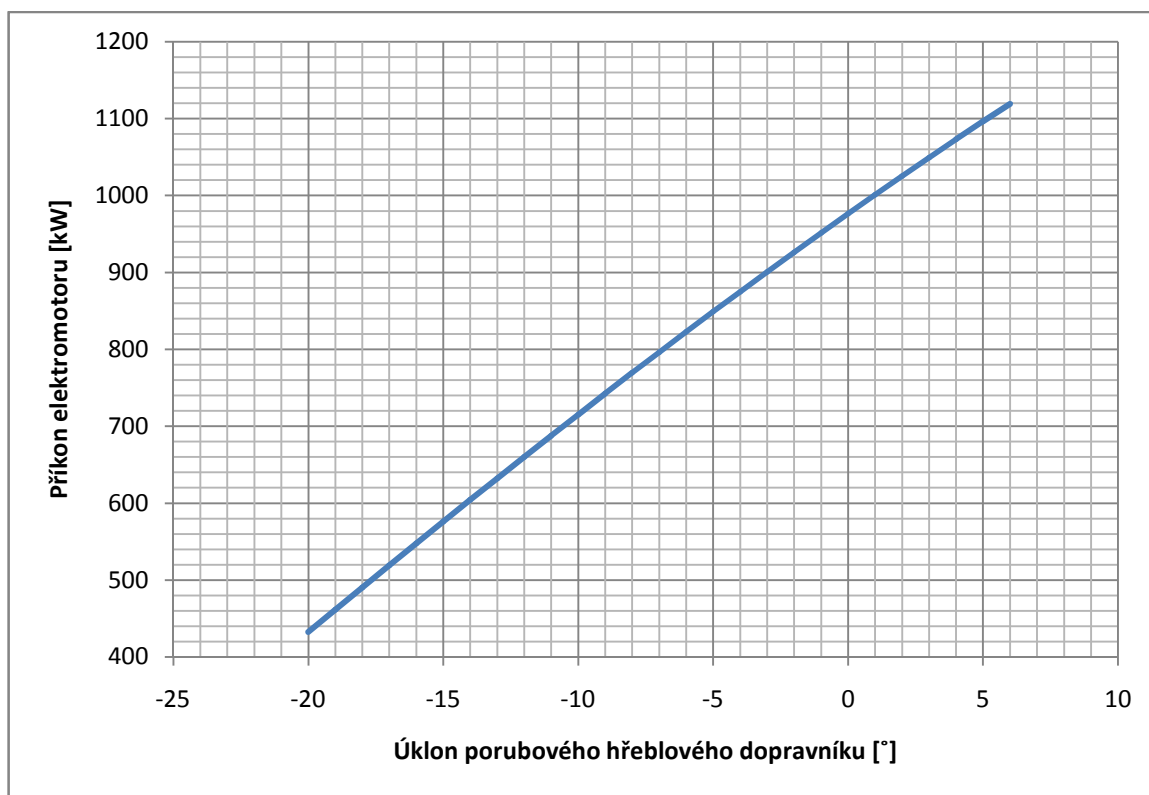
Protože porubový hřeblový dopravník nepracuje vždy pouze ve vodorovné poloze, ale pracuje i pod úhlem, je potřeba zjistit příkon motoru v různém natočení dopravníku. Schéma mezních pracovních poloh je na Obr. 2.10.



Obr. 2.10 – Schéma úklonu porubového hřeblového dopravníku (8)

Graf závislosti příkonu elektromotoru na úklonu porubového hřeblového dopravníku je na následující straně. Největší příkon je při úklonu $6^\circ = > 1119 \text{ kW}$. Po konzultaci použiji pohon hřeblového dopravníku $3 \times 400 \text{ kW}$. Dva elektromotory budou umístěny u hnacího řetězového kola a jeden u vratného řetězového kola.

V Tab. 2.12 je uveden úklon $-20^\circ \div 6^\circ$. Největší příkon je při úklonu 6° , kdy hnací řetězový buben dopravuje materiál dovrchní dopravou. Nejmenší příkon je při úklonu (-20°) , kdy motoru pomáhá gravitační složka hmotnosti dopravovaného materiálu.



Graf 2.1 – Závislost příkonu elektromotoru na úklonu porubového hřeblového dopravníku

Úklon [°]	Příkon [kW]
-20	432,43
-19	461,45
-18	490,32
-17	519,04
-16	547,61
-15	576,01
-14	604,23
-13	632,27
-12	660,12
-11	687,76
-10	715,20
-9	742,42
-8	769,41

Úklon [°]	Příkon [kW]
-6	822,68
-5	848,95
-4	874,95
-3	900,69
-2	926,16
-1	951,34
0	976,23
1	1 000,83
2	1 025,12
3	1 049,10
4	1 072,76
5	1 096,09
6	1 119,09

Tab. 2.12 Velikost příkonů pro jednotlivé úklony

Volím elektromotor polského výrobce DAMEL. Motor je speciálně upraven pro těžké podmínky v dole a je nevýbušného provedení proti prachu i metanu. Protože v dolech bývá vyšší teplota a motor s výkonem 400 kW se bude více zahřívat, bude chlazený vodou. Základní parametry elektromotoru jsou uvedeny v Tab. 2.13.

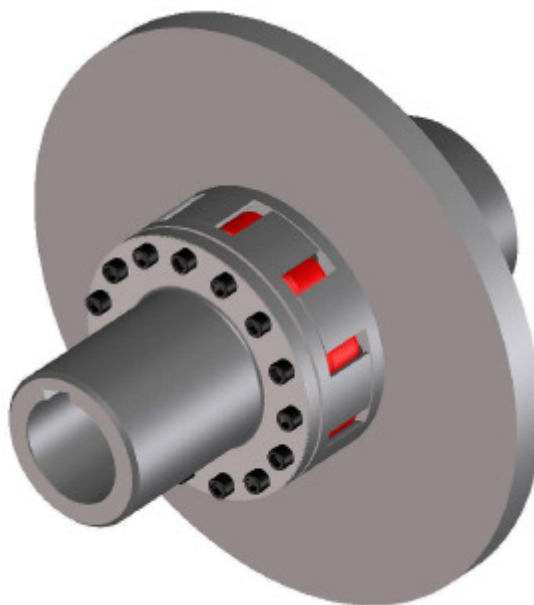
Název motoru			
SG 3 450L-8A			
Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Výrobce	-	DAMEL	[-]
Výkon	P_m	400	[kW]
Otáčky	n_m	1 485	[min ⁻¹]
Točivý moment	M_m	2 572	[N·m]
Chlazení	-	vodou	[-]
Hmotnost	m_m	3 400	[kg]
Počet elektromotorů	n_e	3	[ks]

Tab. 2.13 – Katalogové hodnoty zvoleného elektromotoru (9)

Z motoru vystupuje hřídel průměru $d_m = 100$ mm s délkou $l_m = 210$ mm a přenos krouticího momentu je pomocí pera.

2.4 Volba spojky

Volím spojku SDDL-5 260 od německé firmy TSCHAN. Pro motor je rozběh plně naloženého dopravníku velmi problematický. Zvolená spojka má v sobě elastický element, kterým je gumový kroužek, který má za úkol tlumit rázy. Dále pružný element vyrovnává možné nesouososti mezi hřídelí převodovky a hřídelí elektromotoru.



Obr. 2.11 – Pružná spojka TSCHAN (10)

Katalogové hodnoty pružné spojky jsou uvedeny v Tab. 2.14.

Název spojky			
SDDL-5 260			
Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Výrobce	-	TSCHAN	[-]
Typ spojky	-	pružná	[-]
Hmotnost	m_s	198	[kg]
Počet spojek	k_{ss}	3	[ks]
Připojovací průměr hřídele na straně elektromotoru	d_{se}	100	[mm]
Připojovací průměr hřídele na straně převodovky	d_{sv}	100	[mm]

Tab. 2.14 – Katalogové hodnoty zvolené spojky (10)

2.5 Volba převodovky

V následující kapitole zvolím vhodný typ převodovky. Vzhledem k tomu, že dopravní rychlost dopravníku je malá oproti otáčkám elektromotoru, bude mít převodovka větší převodový poměr i_p .

2.5.1 Výpočet otáček hnacího řetězového bubnu

Pro výpočet otáček řetězového bubnu nejdřív vypočítám úhlovou rychlost řetězového bubnu podle vztahu (2.18).

Úhlová rychlost řetězového bubnu

$$\omega_B = \frac{2 \cdot v}{d_r} \quad (2.18)$$

$$\omega_B = \frac{2 \cdot 1,33}{0,567}$$

$$\omega_B = 4,691 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

Otáčky zjistím přepočtem úhlové rychlosti podle vzorce (2.19).

Otáčky řetězového bubnu

$$n_B = \frac{\omega_B}{2 \cdot \pi} \quad (2.19)$$

$$n_B = \frac{4,691}{2 \cdot \pi}$$

$$n_B = 0,747 \text{ s}^{-1}$$

2.5.2 Výpočet převodového poměru

Převodový poměr vypočítám pomocí otáček zvoleného elektromotoru a otáček řetězového bubnu podle vzorce (2.20).

Výpočet převodového poměru i_{pp}

$$i_{pp} = \frac{n_M}{60 \cdot n_B} \quad (2.20)$$

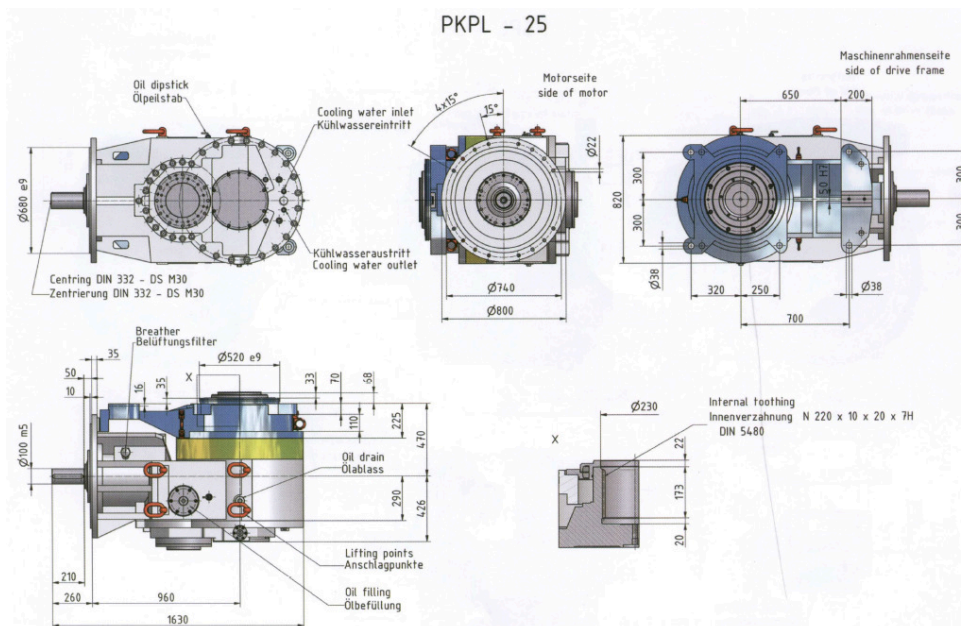
$$i_{pp} = \frac{1485}{60 \cdot 0,747}$$

$$i_{pp} = 33,13$$

Nejčastější převodové poměry pro porubové hřeblové dopravníky jsou $i = 33$ a $i = 39$. Volím převodový poměr $i_p = 33$.

2.5.3 Výběr převodovky

Volím planetovou převodovku německé firmy PREINFALK, typ PKPL 25.



Obr. 2.12 – Rozměrové schéma zvolené převodovky (1)

Skutečný převodový poměr převodovky je $i_{ps} = 33,369$. Převodovka je nevýbušného provedení pro SNM 2. Katalogové hodnoty jsou uvedeny v Tab. 2.15.

Název převodovky			
PREINFALK PKPL - 25			
Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Výrobce	-	Preinfalk	[-]
Typ převodovky	-	planetová	[-]
Teoretický převodový poměr	i	33	[-]
Skutečný převodový poměr	i_{ps}	33,369	[-]
Hmotnost	m_p	3 350	[kg]
Maximální přenášený výkon	P_{pmax}	400	[kW]
Připojovací rozměry	-	vnitřní ozubení N 220 x 10 x 20 x 7H, DIN 5480	[-]
Počet převodovek	n_p	3	[ks]

Tab. 2.15 – Katalogové hodnoty zvolené převodovky (1)

2.6 Kontrola pohonu na rozběh

Po zvolení elektromotoru je nutné elektromotor zkontrolovat na rozběh dopravníku. Výpočet provedu tak, že všechny ztráty dané dopravou materiálu a mechanické ztráty redukuji na hřídel elektromotoru. Dobu rozběhu volím $t_{re} = 5$ s. Jmenovitý moment dle katalogu je $M_m = 2\,572$ N·m a účinnost elektromotoru je podle katalogu $\eta_e = 0,96$ (9).

Výpočet redukováného momentu

$$M_{RED} = \frac{1}{n_e \cdot \eta_e \cdot i_{ps}} \cdot 0,5 \cdot d_r \cdot \left[F + L \cdot (m_p + m_Q) \cdot \frac{v_s}{t_{re}} \right] \quad (2.21)$$

$$M_{RED} = \frac{1}{3 \cdot 0,96 \cdot 33,369} \cdot 0,5 \cdot 0,567 \cdot \left[467\,931 + 230 \cdot (90,53 + 251) \cdot \frac{1,321}{5} \right]$$

$$M_{RED} = 1\,442 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_m = 2\,572 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Při porovnání vypočítaného redukováného momentu M_{red} a jmenovitého momentu M_m lze vidět, že zvolený elektromotor je schopný bezpečně přenést požadovaný točivý moment při rozběhu porubového hřeblového dopravníku.

$$M_{RED} < M_m$$

Podmínka vyhovuje, motor zvládne rozběh plně naloženého dopravníku.

2.7 Volba brzdy

Brzdy se u porubových hřeblových dopravníků obvykle nepoužívají z důvodu nepotřebnosti. Pokud je dopravník plně naložený, sám se nerozjede.

3 Kontrola dopravního množství

Po zvolení konkrétní převodovky je nutné zkontrolovat skutečné dopravní množství, kdy budu počítat se skutečným převodovým poměrem převodovky, který udává výrobce. Nejprve vypočítám skutečnou dopravní rychlost a pak skutečné množství materiálu dopravované pomocí hřeblového dopravníku.

3.1 Skutečná dopravní rychlost

Skutečná dopravní rychlost se bude lišit od zadané rychlosti kvůli rozdílné hodnotě převodového poměru převodovky.

Výpočet skutečné dopravní rychlosti

$$v_s = \frac{\pi \cdot n_M \cdot d_R}{60 \cdot i_{PS}} \quad (3.1)$$

$$v_s = \frac{\pi \cdot 1485 \cdot 0,567}{60 \cdot 33,369}$$

$$v_s = 1,321 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Výpočet odchylky

Výpočet odchylky skutečné rychlosti porubového hřeblového dopravníku od zadané hodnoty je podle vztahu (3.2).

Výpočet odchylky rychlostí

$$\Delta v = \frac{v_s - v}{v_s} \cdot 100 \quad (3.2)$$

$$\Delta v = \frac{1,321 - 1,33}{1,321} \cdot 100$$

$$\Delta v = -0,68 \%$$

Skutečná dopravní rychlost bude o 0,68 % menší než zadaná dopravní rychlost.

Kontrola dopravního množství

Výpočet skutečného dopravního množství, se započítáním skutečné dopravní rychlosti, provedu podle vzorce (3.3).

Výpočet dopravního množství

$$\begin{aligned} Q_s &= 3,6 \cdot S_v \cdot v_s \cdot \rho_s \cdot k_\phi & (3.3) \\ Q_s &= 3,6 \cdot 0,2667 \cdot 1,321 \cdot 1260 \cdot 0,8 \\ Q_s &= 1278,5 t \cdot h^{-1} \end{aligned}$$

Výpočet odchylky

$$\begin{aligned} \Delta Q &= \frac{Q_s - Q}{Q_s} \cdot 100 & (3.4) \\ \Delta Q &= \frac{1278,5 - 1200}{1278,5} \cdot 100 \\ \Delta Q &= 6,14\% \end{aligned}$$

Hřeblový dopravník ve skutečnosti dopraví o 6,14 % materiálu víc, než je požadované dopravní množství. Tento rozdíl je dán větší hodnotou dopravního průřezu materiálu S_v . Tato hodnota byla vypočítána a zjištěna v kapitole 2.1.3.

4 Pevnostní výpočty

Cílem této kapitoly bude pevnostně zkontrolovat navržený a zvolený dopravní řetěz, který je jednou z nejvíce namáhaných součástí porubového hřeblového dopravníku.

4.1 Pevnostní kontrola řetězu

Namáhání dopravního řetězu můžeme rozdělit do dvou složek. Namáhání statickou složkou celkové síly a složkou dynamickou. Dynamická složka nemá konstantní velikost a její hodnota se mění v čase. Pro zjištění celkového zatížení řetězu musím určit maximální hodnotu dynamické složky síly.

Výpočet roztečného průměru řetězového bubnu

Výpočet roztečného průměru hnacího řetězového bubnu je proveden podle normy DIN 22256. Počet zubů řetězových kol porubových dopravníků se pohybuje v rozmezí 5 až 8. Průměr roztečného průměru se volí podle normy na základě počtu zubů, průměru drátu řetězu a rozteče článků řetězu nebo se vypočítá podle vzorce. Zvolím výpočet podle vzorce a pro kontrolu uvedu hodnotu z normy. Počet zubů řetězového kola volím $z = 7$. Hodnoty průměru drátu řetězu a rozteče jsou uvedeny v Tab. 2.9.

Výpočet průměru

$$d_R = \sqrt{\left[\frac{t}{\sin\left(\frac{90^\circ}{z}\right)} \right]^2 + \left[\frac{d}{\cos\left(\frac{90^\circ}{z}\right)} \right]^2} \quad (4.1)$$

$$d_R = \sqrt{\left[\frac{126}{\sin\left(\frac{90^\circ}{7}\right)} \right]^2 + \left[\frac{34}{\cos\left(\frac{90^\circ}{7}\right)} \right]^2}$$

$$d_R = 567,311 \text{ mm}$$

Podle normy je pro řetěz 34 x 126 s počtem zubů $z = 7$ roztečný průměr $D_r = 567 \text{ mm}$, výpočet je tedy v pořádku.

Výpočet úhlu natočení řetězového kola

Úhel natočení je funkcí počtu zubů řetězového kola a vypočte se podle vztahu (4.2).

Výpočet úhlu natočení

$$\alpha_0 = \frac{360^\circ}{7} \quad (4.2)$$

$$\alpha_0 = 51,43^\circ$$

Výpočet rychlosti řetězu v_r jako funkce úhlu natočení

Obvodovou rychlost řetězového kola v_s vyjádřím výrazem pro úhlovou rychlost řetězového kola ω .

$$v_s = \frac{d_r}{2} \cdot \omega \quad (4.3)$$

Pulzující rychlost řetězového kola

$$v_r = v_s \cdot \cos(\varphi) \quad (4.4)$$

Velikost rychlosti dopravního řetězu v_r se mění podle natočení řetězového kola

$$\varphi = \frac{-\alpha_0}{2} \quad (4.5)$$

$$v_r = 1,321 \cdot \cos\left(-\frac{51,43}{2}\right)$$

$$v_r = 1,2 \, m \cdot s^{-1}$$

$$\varphi = 0^\circ$$

$$v_r = 1,321 \cdot \cos(0)$$

$$v_r = 1,321 \, m \cdot s^{-1}$$

$$\varphi = \frac{\alpha_0}{2}$$

$$v_r = 1,321 \cdot \cos\left(\frac{51,43}{2}\right)$$

$$v_r = 1,2 \, m \cdot s^{-1}$$

Maximální hodnota pulzující rychlosti dopravního řetězu je $v_r = 1,321 \, m \cdot s^{-1}$.

Výpočet zrychlení řetězu a_r jako funkce úhlu natočení

Maximální zrychlení působící na řetěz při otáčení je jednou z hlavních veličin dynamické složky zatěžující síly dopravního řetězu.

$$v_r = \frac{d_r}{2} \cdot \omega \cdot \cos(\varphi) \quad (4.6)$$

Derivací rychlosti řetězu (4.6) podle času vznikne vzorec (4.7)

$$a_r = -\frac{2}{d_r} \cdot v_s^2 \cdot \sin\left(\frac{-\alpha_0}{2}\right) \quad (4.7)$$

Velikost zrychlení řetězu není v čase stejná a kolísá podle natočení řetězového kola φ

$$\begin{aligned} \varphi &= \frac{-\alpha_0}{2} \\ a_r &= -\frac{2}{d_r} \cdot v_s^2 \cdot \sin\left(\frac{-\alpha_0}{2}\right) \\ a_r &= -\frac{2}{0,567} \cdot 1,321^2 \cdot \sin\left(\frac{-51,43}{2}\right) \\ a_r &= 2,67 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \end{aligned} \quad (4.8)$$

$$\begin{aligned} \varphi &= 0 \\ a_r &= -\frac{2}{d_r} \cdot v_s^2 \cdot \sin(0) \\ a_r &= -\frac{2}{0,567} \cdot 1,321^2 \cdot \sin(0) \\ a_r &= 0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \varphi &= \frac{\alpha_0}{2} \\ a_r &= -\frac{2}{d_r} \cdot v_s^2 \cdot \sin\left(\frac{\alpha_0}{2}\right) \\ a_r &= -\frac{2}{0,567} \cdot 1,321^2 \cdot \sin\left(\frac{51,43}{2}\right) \\ a_r &= -2,67 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \end{aligned}$$

Maximální hodnota zrychlení dopravního řetězu je při natočení $\varphi = \frac{\alpha_0}{2}$ a má hodnotu $a_r = 2,67 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$.

Výpočet periody změny úhlu natočení

$$t_0 = \frac{i_p}{z \cdot n_M} \quad (4.9)$$

$$t_0 = \frac{60 \cdot 33,369}{7 \cdot 1485}$$

$$t_0 = 0,19 \text{ s}$$

Výpočet redukované hmotnosti zrychlovaných hmot m_{red}

Redukovaná hmotnost zrychlovaných hmot značně ovlivňuje celkovou velikost dynamické složky síly působící na dopravní řetěz. Zahrnuje v sobě hmotnost řetězového pásma s hřebly a hmotnost dopravovaného materiálu.

$$m_{red} = \left(m_r \cdot n_r \cdot k_{pr} + \frac{m_h}{t_h} + \frac{Q}{3,6 \cdot v_s} \cdot c_k \right) \cdot L \quad (4.10)$$

Pro výpočet potřebuji znát koeficient c_k – korekční součinitel, který je funkcí délky dopravníku L a koeficient k_{pr} – pružnost řetězu. Oba součinitelé byly konzultovány s odborníkem z firmy Ostroj a jejich hodnoty jsou:

- $c_k = 1$,
- $k_{pr} = 1,5$.

Redukovaná hmotnost zrychlovaných hmot po dosazení do vzorce (4.10)

$$m_{red} = \left(22,7 \cdot 2 \cdot 1,5 + \frac{46,5}{1,008} + \frac{1200}{3,6 \cdot 1,321} \cdot 1 \right) \cdot 230$$

$$m_{red} = 84877 \text{ kg}$$

Výpočet dynamické složky F_D celkového zatížení řetězu

Dynamická složka síly celkového zatížení se vypočítá podle vzorce (4.11). Dynamické síly vycházejí poměrně velké, v reálném provozu je však tato síla menší. Předpokládá se, že působí pouze jedna třetina dynamické síly.

Výpočet dynamické složky síly

$$F_D = 3 \cdot m_{red} \cdot a_{R \max} \quad (4.11)$$

$$F_D = 3 \cdot 84877 \cdot 2,67$$

$$F_D = 679864 \text{ N}$$

Předpětí řetězu F_p

Protože bude poháněno hnací řetězové kolo i hnané řetězové kolo, velikost předpětí řetězu (15) se vypočítá podle vzorce (4.12).

Výpočet předpětí řetězu

$$F_p = \frac{1}{4} \cdot F \quad (4.12)$$

$$F_p = \frac{1}{4} \cdot 472\,263$$

$$F_p = 118\,066 \text{ N}$$

Nabíhající síly na hnací F_{nA} a vratný řetězový buben F_{nB}

$$F_{nA} = F_p + F_h \quad (4.13)$$

$$F_{nA} = 118\,065 + 374\,217$$

$$F_{nA} = 492\,282 \text{ N}$$

$$F_{nB} = F_p + F_s$$

$$F_{nB} = 118\,065 + 98\,046$$

$$F_{nB} = 216\,111 \text{ N} \quad (4.14)$$

Celkové zatížení řetězu F_{\max}

Celkové zatížení řetězu se vypočítá součtem statické složky nabíhající síly F_{nA} a dynamické složky síly F_D .

$$F_{\max} = F_{nA} + F_D \quad (4.15)$$

$$F_{\max} = 492\,282 + 679\,864$$

$$F_{\max} = 1\,172\,146 \text{ N}$$

Kontrola řetězu proti přetržení

Bude provedena pevnostní kontrola zvoleného řetězu proti přetržení. Síla při přetržení řetězu dle Tab. 2.9 má hodnotu $F_{př} = 1\,800\,000\text{ N}$. Na tuto sílu budu kontrolovat řetěz.

Pro výpočet potřebuji znát hodnotu součinitele k_f – bezpečnost řetězu proti přetržení a k_i – součinitel počtu řetězů. Oba součinitelé byly konzultovány s odborníkem z firmy Ostroj a jejich hodnoty jsou:

- $k_f = 1,8$,
- $k_i = 2$.

Hodnota $k = 1,8$ byla zvolena z důvodu, že oba řetězy nepřenášejí stejnou zátěž.

Kontrola řetězu

$$\frac{F_{\max} \cdot k_{\bar{R}}}{k_i} \leq F_{P\bar{R}} \quad (4.16)$$

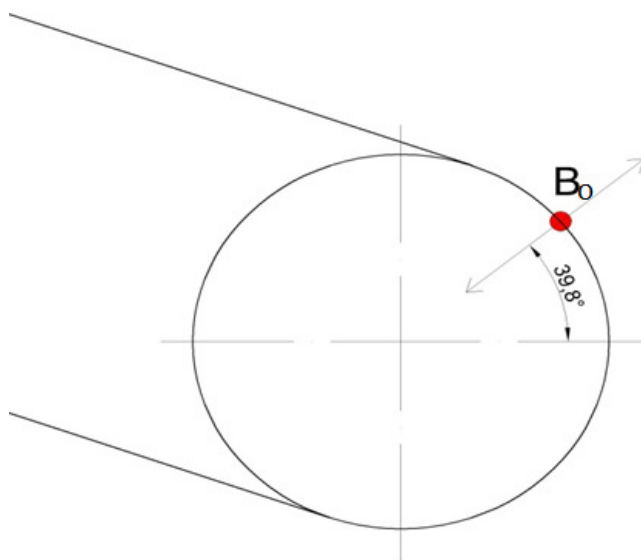
$$\frac{1\,172\,146 \cdot 1,8}{2} \leq 1\,800\,000$$

$$1\,054\,932 < 1\,800\,000\text{ N}$$

Pevnostní podmínka pro zvolený řetěz *DIN 22252 – 34x126 – TSD* vyhovuje.

5 VRHOVÁ PARABOLA

Vrhová parabola slouží k určení místa dopadu materiálu z porubového hřeblového dopravníku. Šířka žlabu sběrného hřeblového dopravníku je $B_s = 800$ mm, bylo by tedy ideální, kdyby materiál dopadal těsně před polovinu šířky dopravníku, protože po dopadu se materiál vlivem setrvačnosti sklouzne po dnu žlabu a rozprostře se po celé jeho šířce.



Obr. 5.1 Teoretické místo odpoutání materiálu (8)

Pro zjednodušení zanedbám tření mezi dnem žlabu a dopravovaným materiálem. K odpoutání materiálu dochází v bodě B_0 , pro který platí rovnost dostředivé složky tíhy materiálu a odstředivé síly působící na materiál. Porubový hřeblový dopravník navíc dopravuje materiál na koncový buben pod různým úhlem. Tento úhel ale nemá vliv na bod odpoutání B_0 . Z rovnice (5.1) odvodím velikost úhlu α_B (16).

Velikost úhlu α_B

$$\frac{m \cdot v^2}{R} = m \cdot g \cdot \sin \alpha_B \quad (5.1)$$

$$\alpha_B = \arcsin \frac{v^2}{g \cdot R} \quad (5.2)$$

$$\alpha_B = \arcsin \frac{1,335^2}{g \cdot 0,284}$$

$$\alpha_B = 39,8^\circ$$

Úhel tečny k vrhové parabole se určí ze vztahu (5.3)

$$\beta_o = 90^\circ - \alpha_B \quad (5.3)$$

$$\beta_o = 90^\circ - 39,8$$

$$\beta_o = 50,2^\circ$$

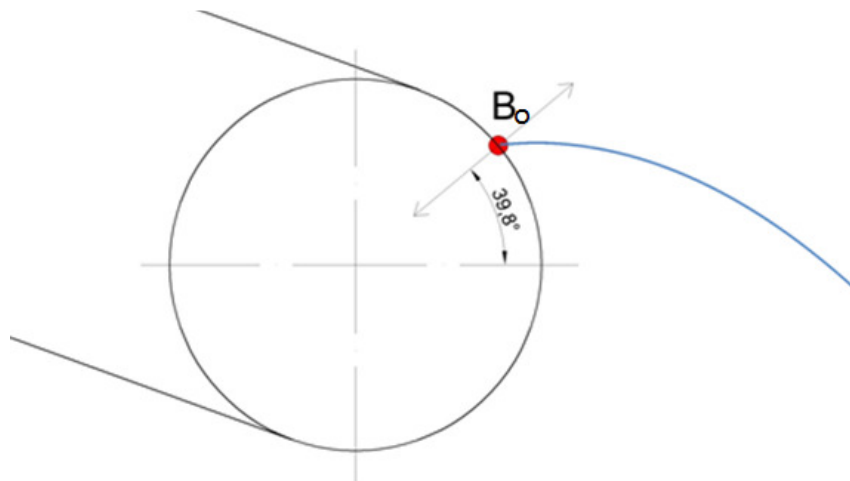
Pohyb materiálu vyjádříme v parametrických rovnicích ve směru osy x a osy y

$$x = v \cdot \cos \beta_o \cdot t \quad (5.4)$$

$$y = v \cdot \sin \beta_o \cdot t + \frac{g \cdot t^2}{2} \quad (5.5)$$

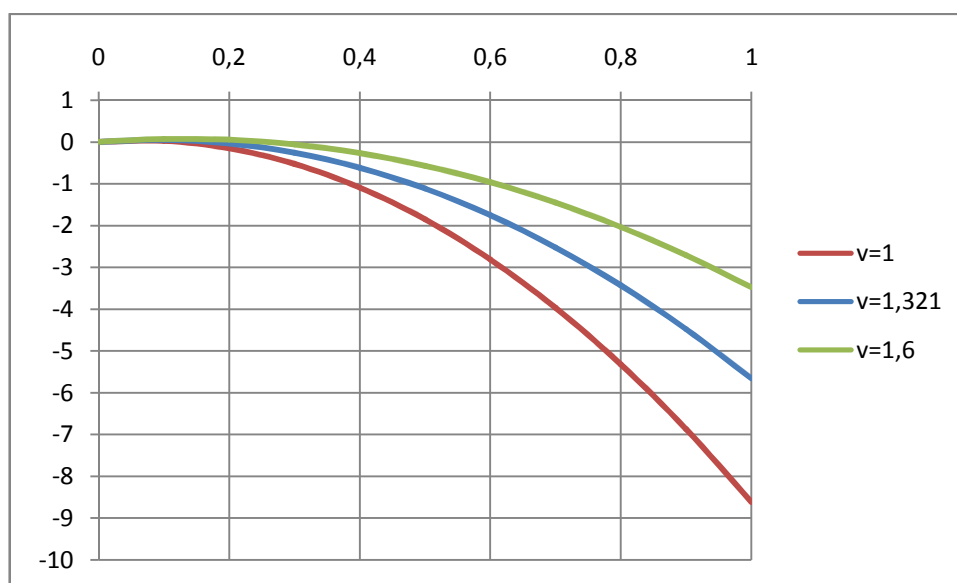
Po dosazení za parametr t z první rovnice do druhé a úpravě dostaneme výslednou rovnici vrhové paraboly

$$y = x \cdot \operatorname{tg} \beta_o + \frac{g \cdot t^2}{2 \cdot v^2} \cdot (1 + \operatorname{tg}^2 \beta_o) \quad (5.6)$$



Obr. 5.2 Teoretická vrhová parabola pro případ řešený v diplomové práci (8)

Graf vrhové paraboly pro tři různé rychlosti:

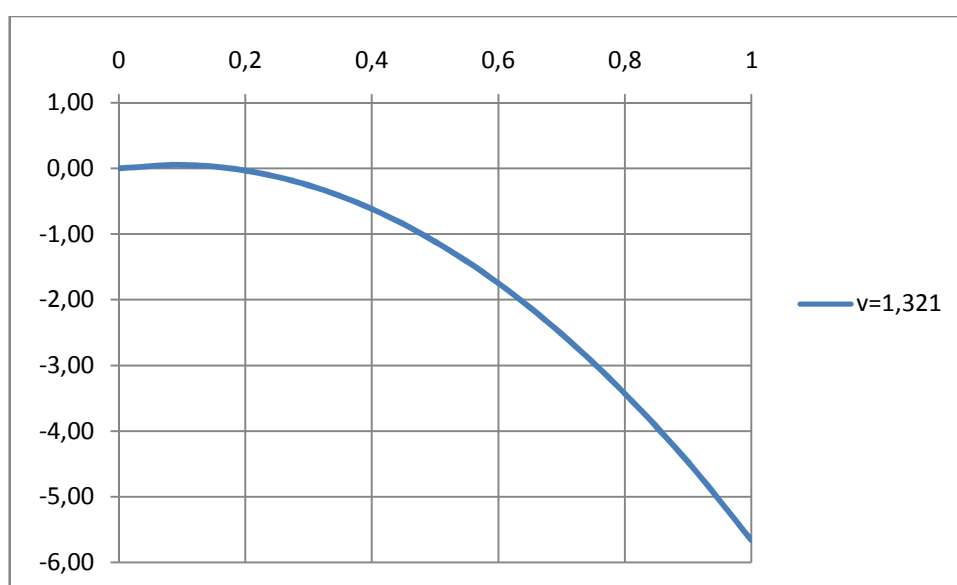


Graf 5.1 Teoretické vrhové paraboly pro tři různé rychlosti (11)

Vrhová parabola znázorňuje závislost mezi vzdáleností dopadu materiálu a výškou přesypu.

Ideální by bylo, kdyby materiál dopadal před svislou osu žlabu sběrného hřeblového dopravníku v příčném řezu, dle grafu Graf 5.3. V místě dopadu by se materiál setrvačností sklouzl po dnu žlabu a rovnoměrně se na něm rozložil.

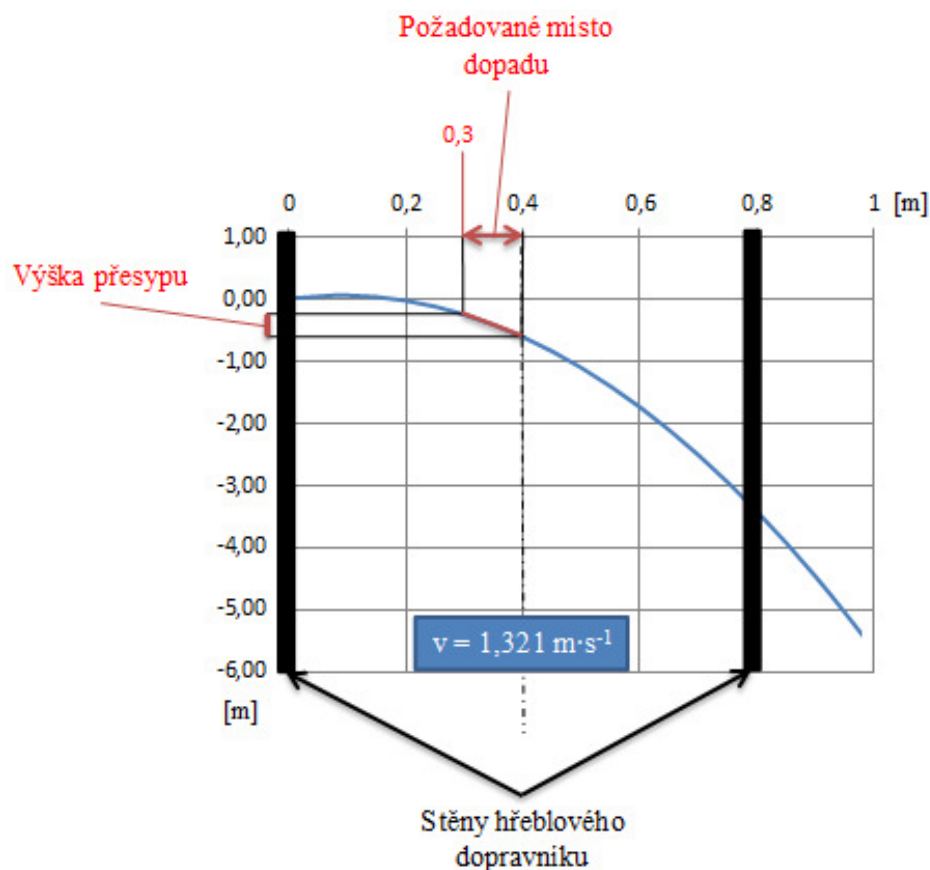
Pro případ řešení v rámci diplomové práce vypadá vrhová parabola následovně:



Graf 5.2 Teoretická vrhová parabola pro případ řešení v rámci diplomové práce (11)

Vrhovou parabolu vložím do průřezu žlabu sběrného hřeblového dopravníku a zjistím, z jaké výšky by měl materiál přibližně dopadat.

Jako místo dopadu byla zvolena vzdálenost 300 mm od bližší stěny hřeblového dopravníku, viz Graf 5.3. Materiál ale může dopadat v rozmezí 300 – 400 mm, což podle grafu znamená výšku přesypu **260 – 620 mm**. Na tuto výšku budu navrhovat přesyp čepového spoje.



Graf 5.3 – Teoretická požadovaná výška místa přesypu (8)

x_p [m]	y_p [m]
0,0	0,00
0,1	0,05
0,2	-0,03
0,3	-0,26
0,4	-0,62
0,5	-1,11
0,6	-1,75
0,7	-2,52
0,8	-3,43
0,9	-4,48
1,0	-5,66

Tab. 5.1 – Hodnoty výšky přesypů

Vrhovou parabolu jsem počítal jako ideální případ. Cílem bylo, aby dopravovaný materiál na přesypu nepadal do nástavných plechů, ale přímo do sběrného porubového dopravníku. Dále bylo cílem zjistit, jestli se materiál nedostane mimo dopravník. Pro případ, kdy by došlo k velkému přesypu, je na sběrném hřeblovém dopravníku umístěný nástavný plech.

6 Konstrukční výpočty čepového spoje

V konstrukčních výpočtech nejprve určím všechny síly, které budou působit na čepový spoj. Dále na tyto síly zkontroluju a navrhnu všechny elementy, na které budou dané síly působit. Při přenosu sil bude hrát důležitou roli zvolený materiál prvků, které budou síly přenášet.

6.1 Určení a výpočet sil působících na čepový spoj

Na čepový spoj budou v provozním stavu působit dvě síly. Síla určená k posouvání sběrného hřeblového dopravníku a síla, která vznikne vlivem hmotností porubového hřeblového dopravníku, dobývacího stroje a těživa. Druhá jmenovaná síla bude působit pouze, když porubový hřeblový dopravník bude pracovat v úklonu, viz podkapitola 6.1.1. Obě síly podrobněji popíšu v dalších podkapitolách.

6.1.1 Zatěžující síla od hmotnosti porubového dopravníku, těživa a dobývacího stroje

Nejprve potřebuji zjistit hmotnost všech prvků, které budou na spoj působit. Hmotnost těživa, které bude na dopravníku, se vypočítá jako délka dopravníku vynásobená měrnou hmotností dopravovaného materiálu. Budu počítat s nejméně příznivým stavem, tedy že je dopravník po celé svojí délce plně naložený těživem.

Hmotnost těživa

$$m_t = q \cdot L \quad (6.1)$$

$$m_t = 251 \cdot 230$$

$$m_t = 57\,730 \text{ kg}$$

Hmotnost těživa:	$m_t = 57\,730 \text{ kg}$
------------------	----------------------------

Hmotnost porubového dopravníku:	$m_p = 368\,860 \text{ kg}$
---------------------------------	-----------------------------

Hmotnost dobývacího stroje:	$m_k = 55\,400 \text{ kg}$
-----------------------------	----------------------------

Hmotnost porubového dopravníku a dobývacího stroje byla zjištěna po konzultaci s odborníkem z firmy Ostroj.

V ideálním případě je dopravník s těživem a dobývacím strojem pod úhlem 0° . V takovém případě na čepový spoj nepůsobí žádná síla od jejich hmotností. Celková vertikální síla se vypočte jako součet všech hmotností vynásobených gravitačním zrychlením.

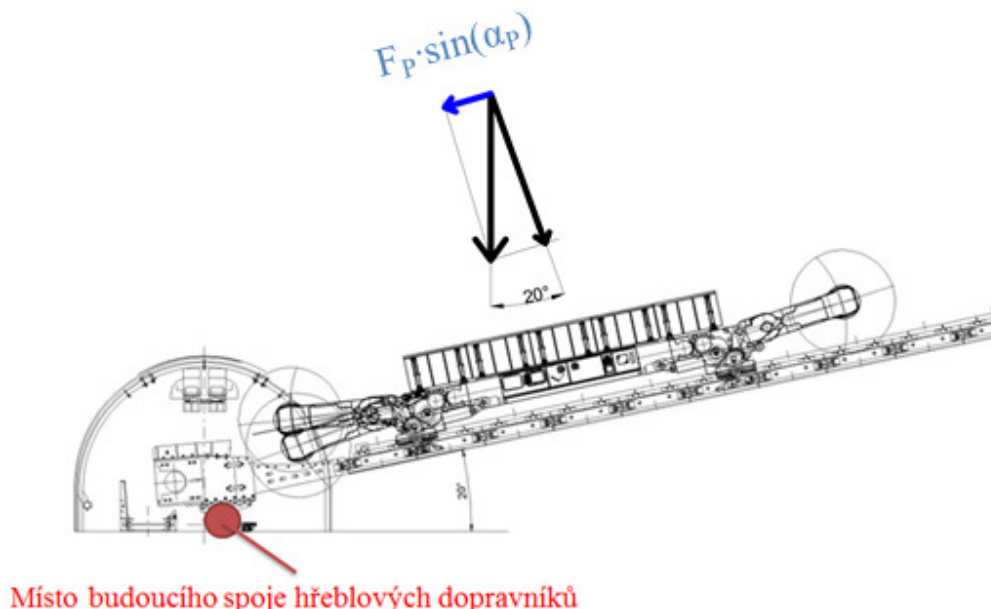
Výpočet vertikální síly

$$F_p = (m_p + m_k + m_t) \cdot g \quad (6.2)$$

$$F_p = (368\,860 + 55\,400 + 57\,730) \cdot g$$

$$F_p = 4\,736\,464 \text{ N}$$

Dopravník však bude v porubu pracovat v úklonu dovrchním i úpadním. Nejméně příznivý stav pro čepový spoj je sklon dopravníku pod úhlem $\alpha_p = 20^\circ$.



Obr. 6.1 – Schéma působící síly na čepový spoj (1)

Síla od hmotností se tak rozloží do sinové a kosinové složky. Na spoj bude působit sinová složka síly od všech hmotností.

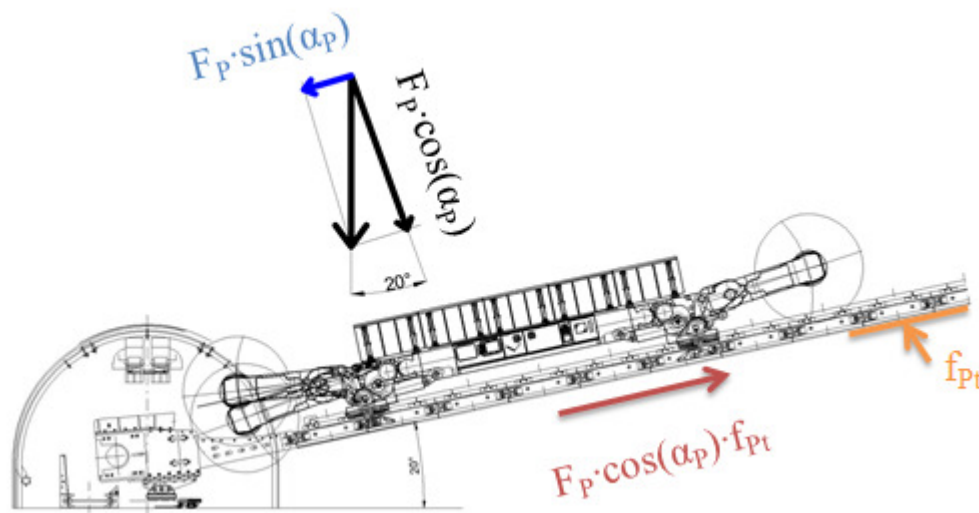
Výpočet sinové složky síly působící na čepový spoj

$$F_{pc} = F_p \cdot \sin \alpha_p \quad (6.3)$$

$$F_{pc} = 4\,736\,464 \cdot \sin(20^\circ)$$

$$F_{pc} = 1\,619\,966 \text{ N}$$

Protože porubový hřeblový dopravník bude pracovat i v úklonu, bude třeba zkontrolovat, jestli třecí síla F_{Pt} udrží dopravník na místě. Kontrola se provede srovnáním posouvající síly F_{Pc} a třecí síly F_{Pt} . Aby se dopravník nedal do pohybu, musí být třecí síla větší než posouvající. Součinitel tření mezi porubovým hřeblovým dopravníkem a slojí je $f_{Pt} = 0,8$ a byl zjištěn po konzultaci s odborníkem z firmy Ostroj.



Obr. 6.2 – Schéma posouvající a třecí síly (1)

Výpočet posouvající síly

$$F_{Pc} = F_p \cdot \sin \alpha_p \quad (6.4)$$

$$F_{Pc} = 4\,736\,464 \cdot \sin(20^\circ)$$

$$F_{Pc} = 1\,619\,966 \text{ N}$$

Výpočet třecí síly

$$F_{Pt} = F_p \cdot \cos \alpha_p \cdot f_{Pt} \quad (6.5)$$

$$F_{Pt} = 4\,736\,464 \cdot \cos(20^\circ) \cdot 0,8$$

$$F_{Pt} = 3\,560\,600 \text{ N}$$

$$F_{Pt} > F_{Pc}$$

Podmínka je splněna, třecí síla je větší než posouvající. Když bude porubový hřeblový dopravník pracovat v maximálním úklonu 20° , tak ho jeho vlastní hmotnost udrží na místě a nebude se pohybovat.

Z předchozích výpočtů vyplývá, že posouvající síla nebude na čepový spoj při provozním stavu vůbec působit. Může ale nastat situace, kdy součinitel tření klesne natolik, že by bylo nutno hřeblový dopravník proti posouvající síle zajistit. Proto je nutno do dalších výpočtů tuto sílu zahrnout.

Pro případ, kdy by byl povrch sloje vlhký a snížil by se tak součinitel tření, vypočítám hraniční hodnotu součinitele tření $f_{p_{th}}$, kdy se dopravník udrží vlastní tíhou na místě. Součinitel se zjistí tak, že se porovná třecí a posouvající síla.

Výpočet mezního součinitele tření

$$F_{Pc} = F_{Pt} \quad (6.6)$$

$$F_P \cdot \sin \alpha_p = F_P \cdot \cos \alpha_p \cdot f_{P_{th}}$$

$$\sin \alpha_p = \cos \alpha_p \cdot f_{Pt} \Rightarrow f_{P_{th}}$$

$$f_{P_{th}} = \frac{\sin \alpha_p}{\cos \alpha_p} \quad (6.7)$$

$$f_{P_{th}} = \tan \alpha_p$$

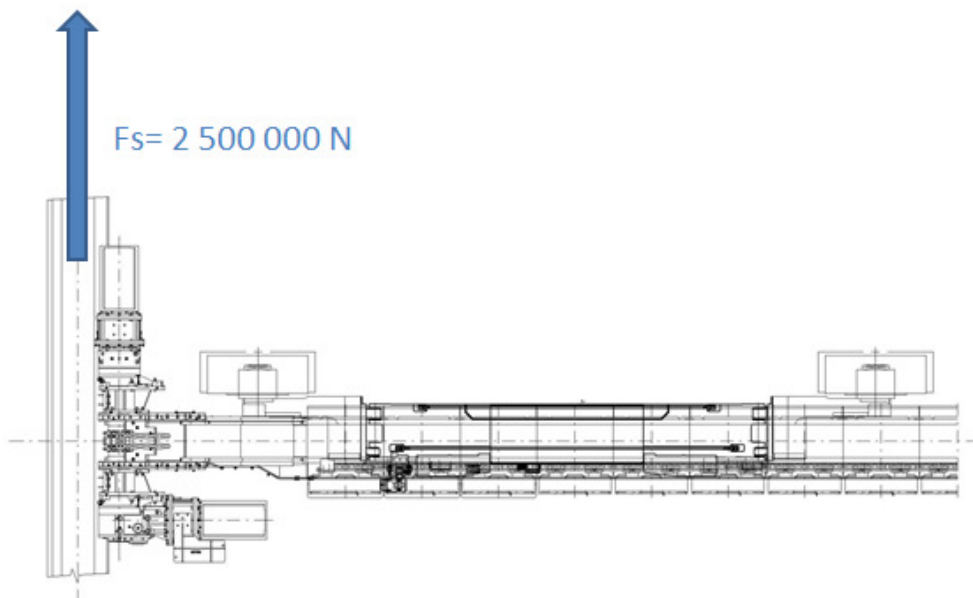
$$f_{P_{th}} = \tan 20^\circ$$

$$f_{P_{th}} = 0,364$$

Mezní stav, kdy se třecí síla rovná posouvající, nastane v případě, když je hodnota součinitele tření $f_{p_{th}} = 0,364$. Pokud bude součinitel tření f_{Pt} menší než hraniční hodnota $f_{p_{th}}$, dopravník se dá vlastní tíhou do pohybu.

6.1.2 Posouvající síla

Sběrný hřeblový dopravník slouží k dopravě těživa, vytěženého porubovým hřeblovým dopravníkem, dále ke zpracování. V ideálním případě je umístěný v chodbě kolmo na porub. Většinou je staticky ukotvený a posouvá se pomocí lan nebo hydraulických pístů. Protože jedna část čepového spoje je pevně spojena se sběrným hřeblovým dopravníkem, bude posouvající síla působit i na čepový spoj.



Obr. 6.3 – Posouvající síla (1)

Velikost posouvající síly byla konzultována s odborníkem z firmy Ostroj a její velikost je $F_s = 2\,500\,000\text{ N}$.

6.2 Výpočet potřebné plochy pro přenos sil

Protože spoj bude přenášet střihové napětí, musím zjistit, jak velká plocha bude nutná pro jeho přenesení. To bude mít vliv na konstrukci spoje.

6.2.1 Síla od hmotnosti porubového dopravníku, těživa a dobývacího stroje

Síla od zatížení, která bude působit na spoj, v sobě zahrnuje hmotnost porubového hřeblového dopravníku, dobývacího stroje a těživa. Hmotnost těživa je při plném zaplnění dopravníku, jedná se tedy o nejméně příznivý stav.

Materiál součástí čepového spoje, kromě čepů, které budou přenášet střih, je S690Q. Základní vlastnosti materiálu jsou v Tab. 6.1.

Název materiálu				
S690Q				
Název	Tloušťka "t" [mm]	Značka	Hodnota	Jednotka
Mez kluzu v tahu	3 - 50	Re	690	[MPa]
	50 - 100	Re	650	[MPa]
	100 - 150	Re	630	[MPa]

Tab. 6.1 – Vlastnosti materiálu S690Q (12)

Chemické složení materiálu S690Q je v Tab. 6.2.

Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Uhlík	C	max. 0,2	[%]
Křemík	Si	max. 0,8	[%]
Mangan	Mn	max. 1,7	[%]
Fosfor	P	max. 0,025	[%]
Síra	S	max. 0,015	[%]
Chlor	Cr	max. 1,5	[%]
Molybden	Mo	max. 0,7	[%]
Nikl	Ni	max. 2	[%]
Vanad	V	max. 0,12	[%]
Dusík	N	max. 0,015	[%]
Niob	Nb	max. 0,05	[%]
Titan	Ti	max. 0,05	[%]
Měď	Cu	max. 0,5	[%]

Tab. 6.2 – Chemické složení materiálu S690Q (12)

Dovolené napětí materiálu ve smyku se vypočítá podle Guestovy nebo HMM hypotézy. Dle Guesta se počítá $\tau_{Ds} = 0,5 \cdot Re$ a podle HMM $\tau_{Ds} = 0,556 \cdot Re$ (14). Budu volit menší hodnotu dle Guesta, která je na straně bezpečnosti.

Celková síla, která bude působit na spoj je $F_{Pc} = 1\,620\,000\text{ N}$.

Kontrola na střih

$$\tau_s \leq \tau_{DOVs} \quad (6.8)$$

$$\frac{F_{Pc}}{S} \leq \tau_{DOVs} \Rightarrow S$$

Dovolené napětí ve střihu se vypočítá podle Guestovy hypotézy podle vzorce (6.9)

$$\tau_{DOVs} = 0,5 \cdot Re \quad (6.9)$$

$$\tau_{DOVs} = 0,5 \cdot 690$$

$$\tau_{DOVs} = 345\text{ MPa}$$

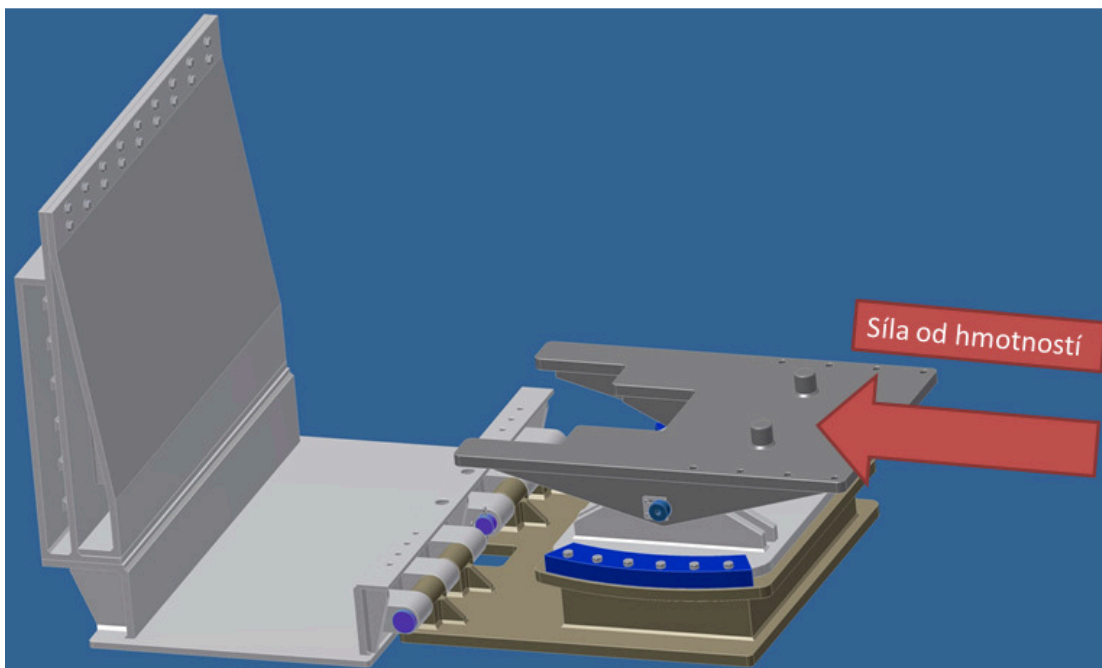
Plocha potřebná pro přenos síly

$$S_{st} = \frac{F_{Pc}}{\tau_{DOVs}} \quad (6.10)$$

$$S_{st} = \frac{1\,620\,000}{345}$$

$$S_{st} = 4\,700\text{ mm}^2$$

Plocha potřebná pro přenos stříhového napětí je $4\,700\text{ mm}^2$. Ve spoji se ovšem nenachází žádná oblast, ve které by docházelo ke stříhovému napětí, které by bylo vyvoláno od zatěžující síly. Nebude tedy kontrolována žádná oblast. Tuto sílu budou přenášet čepy, jejichž výpočet a kontrola bude provedena v následujících podkapitolách.



Obr. 6.4 – Směr působení síly od hmotností těživa, dobývacího stroje a porubového hřeblového dopravníku (6)

Výjimku tvoří dva čepy, které spojují koncový řetězový buben s horní částí čepového spoje. Na tyto čepy bude působit i posouvací síla F_s , která je větší než síla od hmotností F_{Pc} a proto budou tyto čepy kontrolovány na tuto větší sílu v kapitole 6.5.

6.2.2 Posouvající síla

Posouvající síla F_s bude spoj namáhat taky na střih a spoj bude kontrolován na přenos střihového napětí.

Velikost posouvající síly $F_s = 2\,500\,000\text{ N}$.

Kontrola na střih

$$\tau_s \leq \tau_{DOV_s} \quad (6.11)$$

$$\frac{F_s}{S_{pz}} \leq \tau_{DOV_s} \Rightarrow S_{pz}$$

Výpočet dovoleného napětí dle Guestovy hypotézy. Tloušťka žeber je 40 mm, mez kluzu v tahu R_e bude podle Tab. 6.1, $R_e = 690\text{ MPa}$.

Výpočet dovoleného napětí ve střihu

$$\tau_{DOV_s} = 0,5 \cdot R_e \quad (6.12)$$

$$\tau_{DOV_s} = 0,5 \cdot 690$$

$$\tau_{DOV_s} = 345\text{ MPa}$$

Výpočet potřebné plochy pro přenos síly

$$S_{pz} = \frac{F_s}{\tau_{DOV_s}} \quad (6.13)$$

$$S_{pz} = \frac{2\,500\,000}{325}$$

$$S_{pz} = 7\,250\text{ mm}^2$$

Plocha potřebná pro přenos střihového napětí, vyvolaného posouvající silou, je $S_{pz} = 7\,250\text{ mm}^2$. Tuto sílu budou přenášet žebra čepového spoje. Provedu tedy kontrolu žeber na střih.

Střížná síla bude působit celkem na $k_{zs} = 4$ žebra, která mají tloušťku $t_{zs} = 40\text{ mm}$. Délka, na které bude působit střížná síla, je v nejmenším místě $l_{zs} = 150\text{ mm}$.

Celková plocha, která bude přenášet střih, se vypočítá podle vzorce (6.14)

$$S_{sz} = k_{sz} \cdot t_{sz} \cdot l_{sz} \quad (6.14)$$

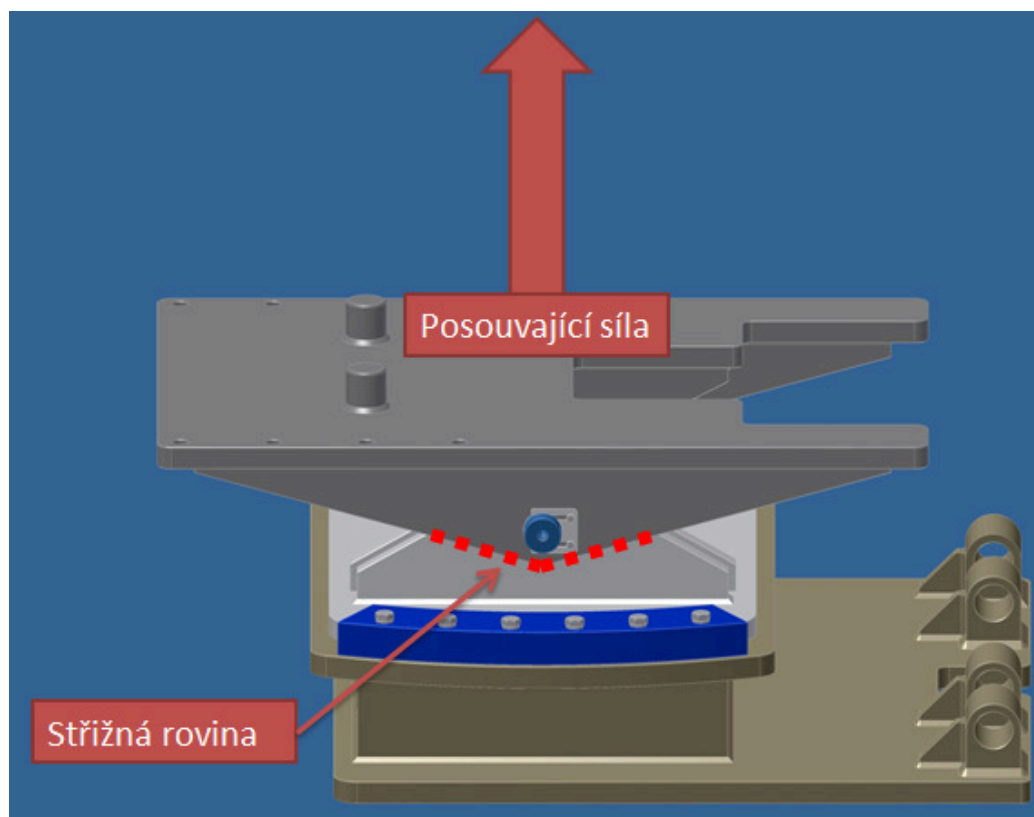
$$S_{sz} = 4 \cdot 40 \cdot 150$$

$$S_{sz} = 24\,000 \text{ mm}^2$$

$$24\,000 > 7\,250 \text{ mm}^2$$

$S_{sz} > S_{pz}$, podmínka je splněna, žebra čepového spoje přenesou střihové napětí vyvolané posouvající silou.

Dále tuto sílu budou přenášet některé čepy, jejichž návrh a výpočet budu probírat v kapitole 6.3.

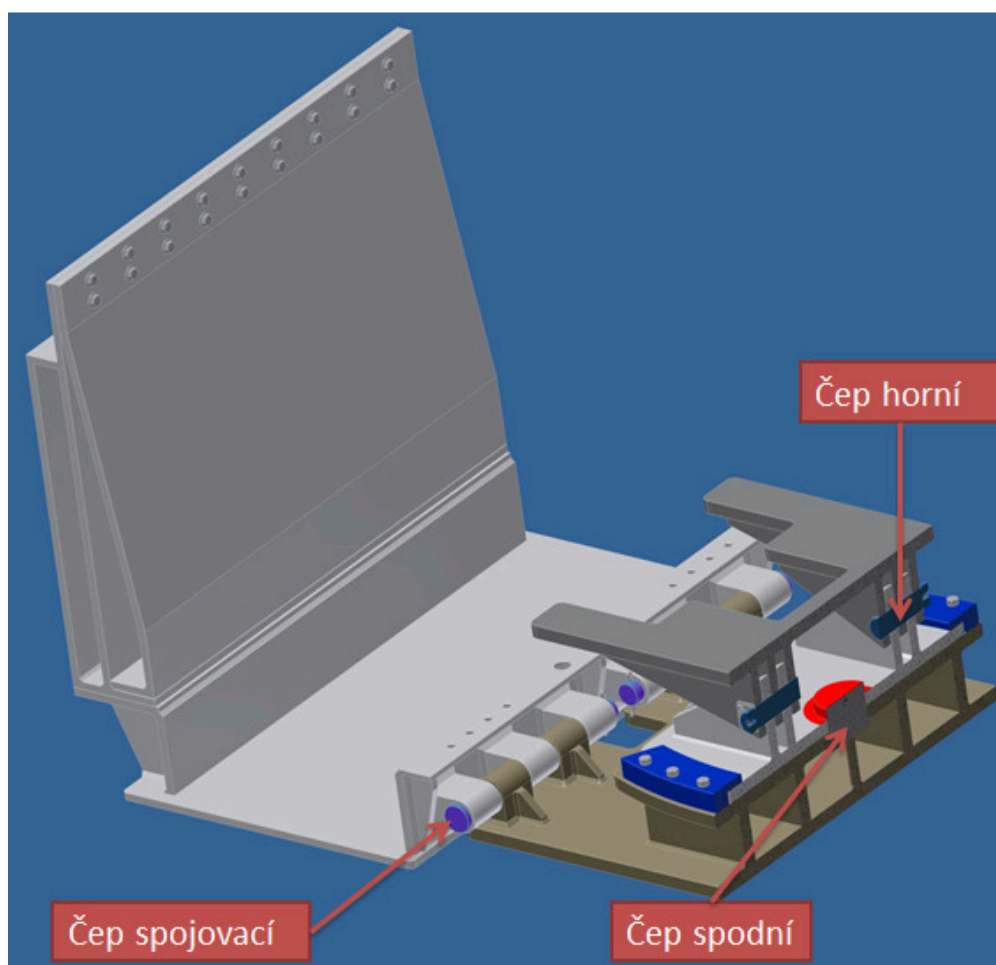


Obr. 6.5 – Schéma střižné roviny na žebrech (6)

6.3 Výpočet a kontrola čepů

Ve spoji se budou nacházet celkem tři čepové spoje. Čepy se všeobecně kontrolují na smyk, ohyb a měrný tlak ve styku čepu a spojovaných částí. V čepovém spoji v rámci diplomové práce se budou čepy kontrolovat pouze na smyk a otláčení.

Na ohyb čepy kontrolovat nebudu, protože spoj je dostatečně tuhý a ohyb vzniká pouze při nedostatečné tuhosti, proto nenastane deformace a nerozvine se ohyb. Čepy mají velký průměr a jsou krátké, což spolu s malou vůlí mezi žebry prakticky znemožňuje jakýkoliv ohyb.



Obr. 6.6 – Popis kontrolovaných čepů (6)

Materiál čepů volím, po konzultaci s odborníkem z firmy Ostroj, 42CrMo4 dle ČSN EN 10083-3: 2007. Jedná se o nízkolegovanou ušlechtilou chrom-molybdenovou ocel určenou k zušlechťování. Používá se pro více namáhané strojní díly. V kaleném stavu dobře odolává opotřebení a patří k nejčastěji používané oceli k zušlechťování.

Vlastnosti materiálu jsou uvedeny v Tab. 6.3.

Název materiálu				
42CrMo4				
Název	Průměr "d" [mm]	Značka	Hodnota	Jednotka
Mez kluzu v tahu	$d \leq 16$	Re	900	[MPa]
	16 - 40	Re	750	[MPa]
	40 - 100	Re	650	[MPa]
	100 - 160	Re	550	[MPa]
	160 - 250	Re	500	[MPa]

Tab. 6.3 – Vlastnosti materiálu 42CrMo4 (13)

Chemické složení materiálu 42CrMo4 je v Tab. 6.4.

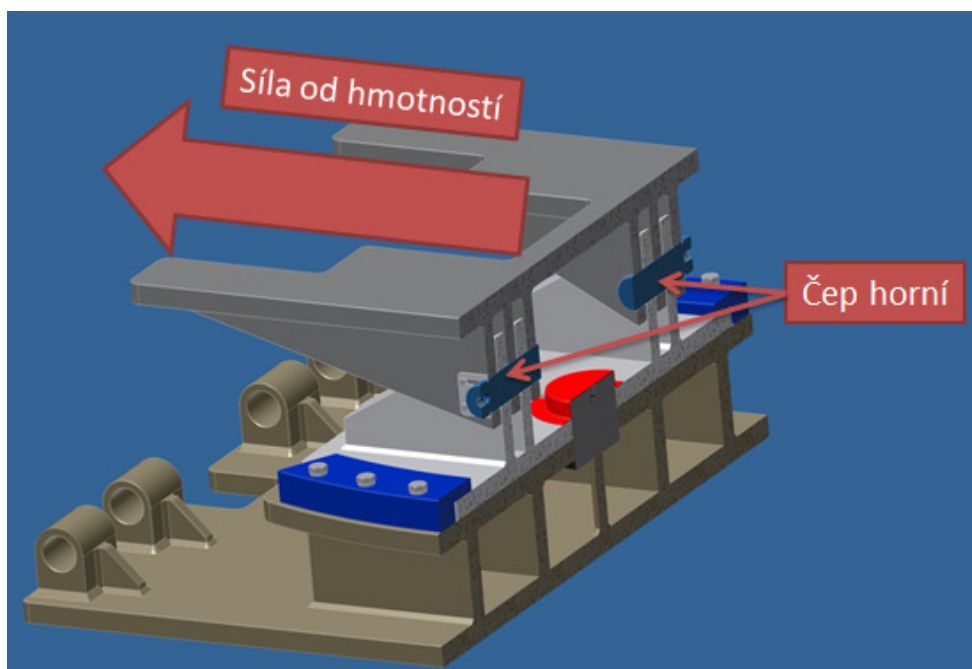
Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Uhlík	C	0,36 - 0,47	[%]
Křemík	Si	max. 0,43	[%]
Mangan	Mn	0,56 - 0,94	[%]
Fosfor	P	max. 0,30	[%]
Síra	S	max. 0,40	[%]
Chlor	Cr	0,85 - 1,25	[%]
Molybden	Mo	0,12 - 0,33	[%]

Tab. 6.4 – Chemické složení materiálu 42CrMo4 (13)

6.3.1 Čep horní

Střih čepu

Na čep bude působit síla od hmotností porubového hřeblového dopravníku, dobývacího stroje a těživa. Velikost této síly je $F_{pc} = 1\,620\,000\text{ N}$. Pro spoj jsou použity celkem dva čepy. Na každém čepu jsou 4 průřezy namáhané na střih, viz Obr. 6.8. Celkem je tedy 8 střižných ploch. Posouvající síla F_s na čepy působit nebude proto, že je rovnoběžná s osami čepů.



Obr. 6.7 – Kontrolovaný horní čep (6)

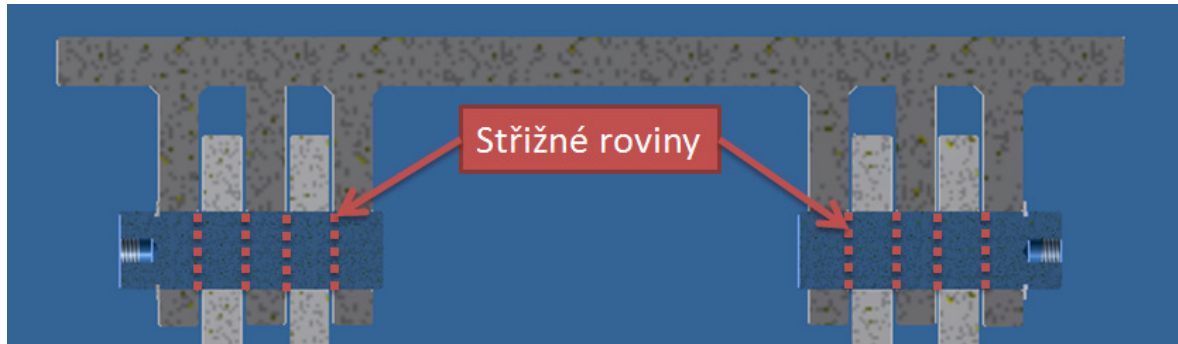
Všeobecný vzorec pro kontrolu čepů na střih

$$\tau_s = \frac{F}{S} = \frac{F}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} \leq \tau_{DS} \quad (6.15)$$

Pro případ v rámci diplomové práce, kdy mám 8 střížných ploch

$$\tau_s = \frac{F}{8 \cdot S} \leq \tau_{DS} \quad (6.16)$$

$$\tau_s = \frac{F}{8 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}} \leq \tau_{DS} \Rightarrow d$$



Obr. 6.8 – Střížné roviny horního čepu (6)

Výpočet dovoleného napětí ve stříhu

$$\tau_{DS} = 0,5 \cdot \sigma_D \quad (6.17)$$

$$\sigma_D = \frac{Re}{k} \quad (6.18)$$

$$k = 2 \div 3 \quad (6.19)$$

$$\tau_{DS} = 0,5 \cdot \frac{Re}{k}$$

$$\tau_{DS} = 0,5 \cdot \frac{650}{3}$$

$$\tau_{DS} = 108 \text{ MPa}$$

k - bezpečnost

k - volím 3

Průměr čepu se vypočítá:

$$d_h \geq \sqrt{\frac{F}{2 \cdot \pi \cdot \tau_{DS}}} \quad (6.20)$$

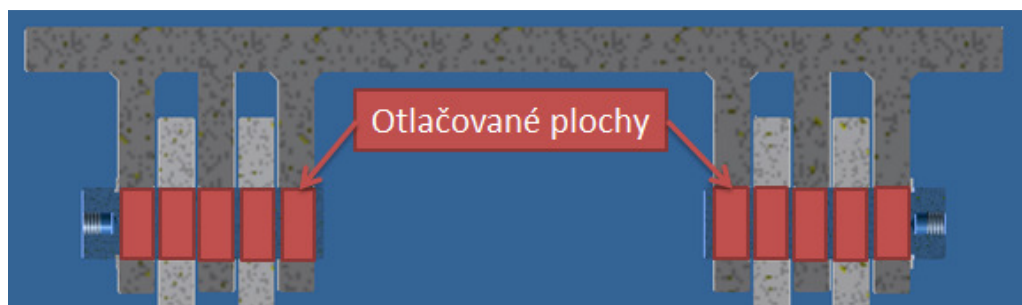
$$d_h \geq \sqrt{\frac{1\,620\,000}{2 \cdot \pi \cdot 108}}$$

$$d_h \geq 49 \text{ mm}$$

Volím průměr čepu $d_h = 80 \text{ mm}$.

Měrný tlak ve styku čepu a spojovaných součástí

Čep budu kontrolovat na otlačení. Na každém čepu je 5 ploch, které budou otlačovány, viz Obr. 6.9. Celkem je tedy 10 otlačovaných ploch od žeber, jejichž velikost bude následně vypočítaná podle vzorce (6.23). Šířka každého žebra je 40 mm.



Obr. 6.9 – Otlačované plochy horního čepu (6)

Všeobecný vzorec pro kontrolu čepů na otlačení

$$p = \frac{F}{S} \leq p_D \quad (6.21)$$

Výpočet dovoleného tlaku

$$p_D = \frac{Re}{k} \quad (6.22)$$

$$p_D = \frac{650}{3}$$

$$p_D = 216 \text{ MPa}$$

k_p - bezpečnost

k_p - volím 3

Výpočet velikosti otláčovaných ploch pro dva čepy

$$S_1 = t_{zs} \cdot 10 \cdot d_h \quad (6.23)$$

$$S_1 = 40 \cdot 10 \cdot 80$$

$$S_1 = 32\,000 \text{ mm}^2$$

Kontrola na otláčení horního čepu

$$\frac{F_{pc}}{S_1} \leq p_D \quad (6.24)$$

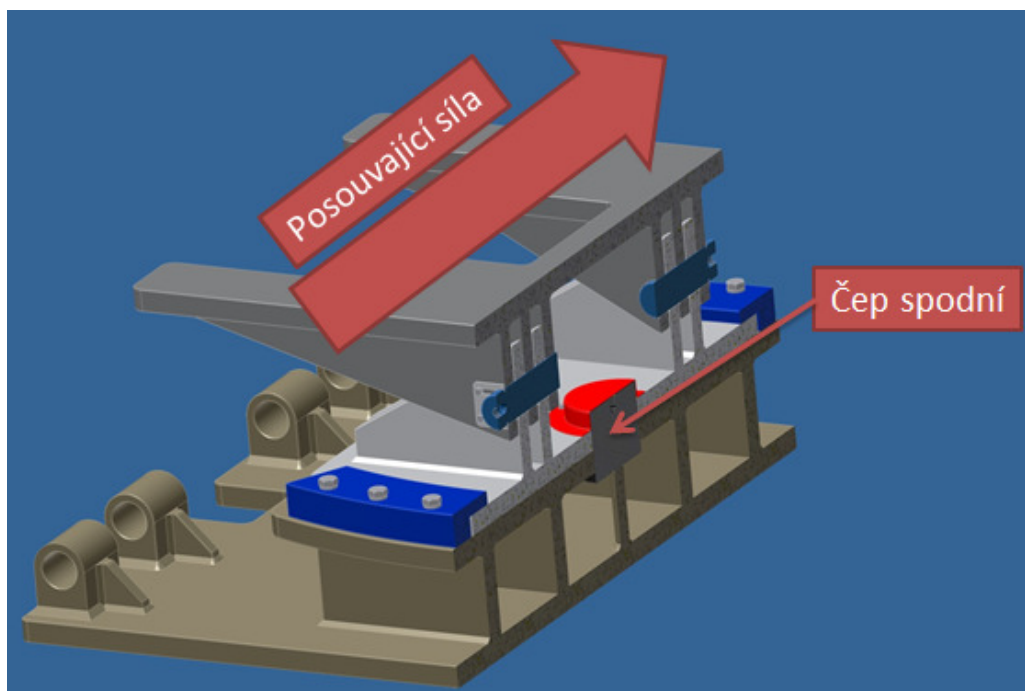
$$\frac{1\,620\,000}{32\,000} \leq 216$$

$$51 < 216 \text{ MPa}$$

Podmínka vyhovuje, horní čep vydrží otláčení vzniklé silou od hmotností.

6.3.2 Čep spodní

Na spodní čep bude působit síla od hmotností. Navíc na něj bude působit posouvající síla, která je větší, než síla od hmotností. Čep budu kontrolovat na posouvající sílu, která má velikost $F_S = 2\,500\,000\text{ N}$. Čep bude mít pouze jeden průřez namáhaný na střih.



Obr. 6.10 – Kontrolovaný spodní čep (6)

Střih čepu

Dovolené napětí ve střihu podle Guesta se vypočítá podle vzorce (6.25).

$$\tau_{DS} = 0,5 \cdot \sigma_D \quad (6.25)$$

$$\sigma_D = \frac{Re}{k} \quad (6.26)$$

$$k = 2 \div 3$$

$$\tau_{DS} = 0,5 \cdot \frac{Re}{k} \quad (6.27)$$

$$\tau_{DS} = 0,5 \cdot \frac{500}{3}$$

$$\tau_{DS} = 83\text{ MPa}$$

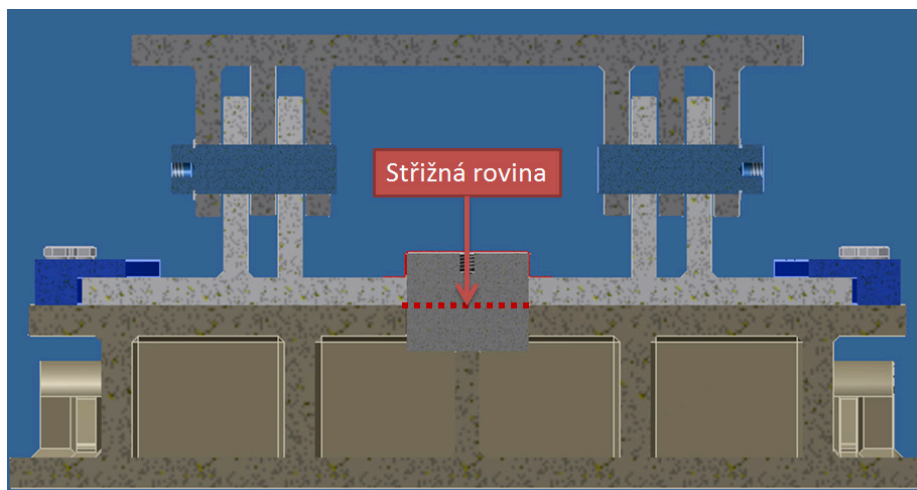
k - bezpečnost

k - volím 3

Dovolené napětí ve střihu

$$\tau_s = \frac{F_s}{S_2} \leq \tau_{DS} \quad (6.28)$$

$$\tau_s = \frac{F_s}{\frac{\pi \cdot d_s^2}{4}} \leq \tau_{DS} \Rightarrow d$$



Obr. 6.11 – Střižná rovina spodního čepu (6)

Výpočet průměru čepu

$$d_s \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_s}{\pi \cdot \tau_{DS}}} \quad (6.29)$$

$$d_s \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 2\,500\,000}{\pi \cdot 83}}$$

$$d_s \geq 195 \text{ mm}$$

Volím průměr čepu $d_s = 200 \text{ mm}$.

Měrný tlak ve styku čepu a spojovaných součástí**Výpočet dovoleného měrného tlaku**

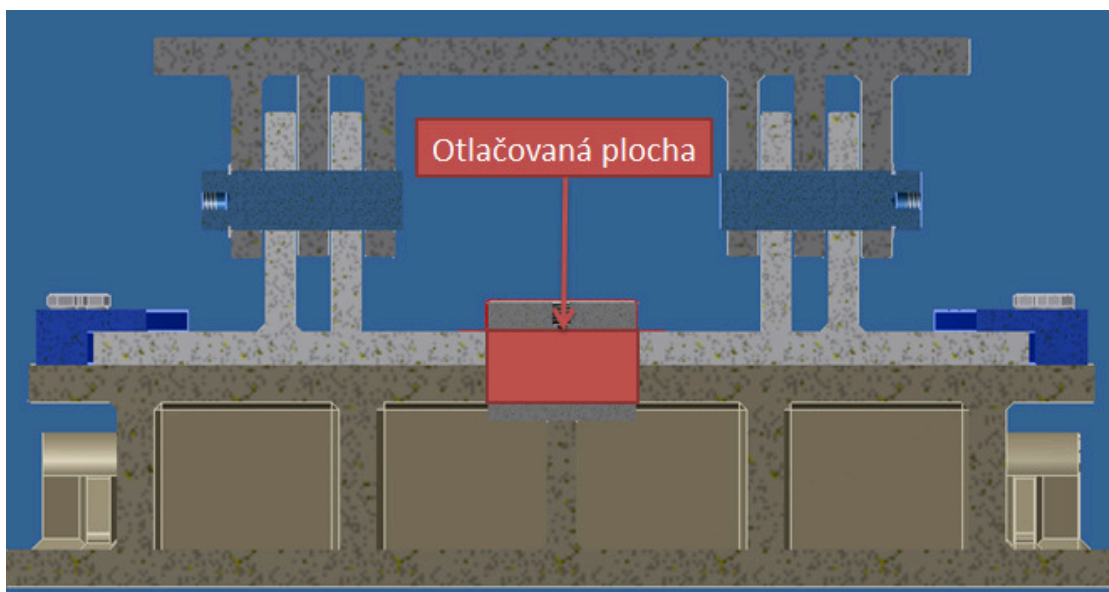
$$p_D = \frac{R_e}{k} \quad (6.30)$$

$$p_D = \frac{500}{3}$$

$$p_D = 166 \text{ MPa}$$

k_p - bezpečnost

k_p - volím 3



Obr. 6.12 – Otláčovaná plocha spodního čepu

Velikost otláčované plochy

$$S = (l_{hd} + l_s) \cdot d_s \quad (6.31)$$

$$S = (46 + 46) \cdot 200$$

$$S = 18\,400 \text{ mm}^2$$

Kontrola na otláčení

$$\frac{F}{S} \leq p_D \quad (6.32)$$

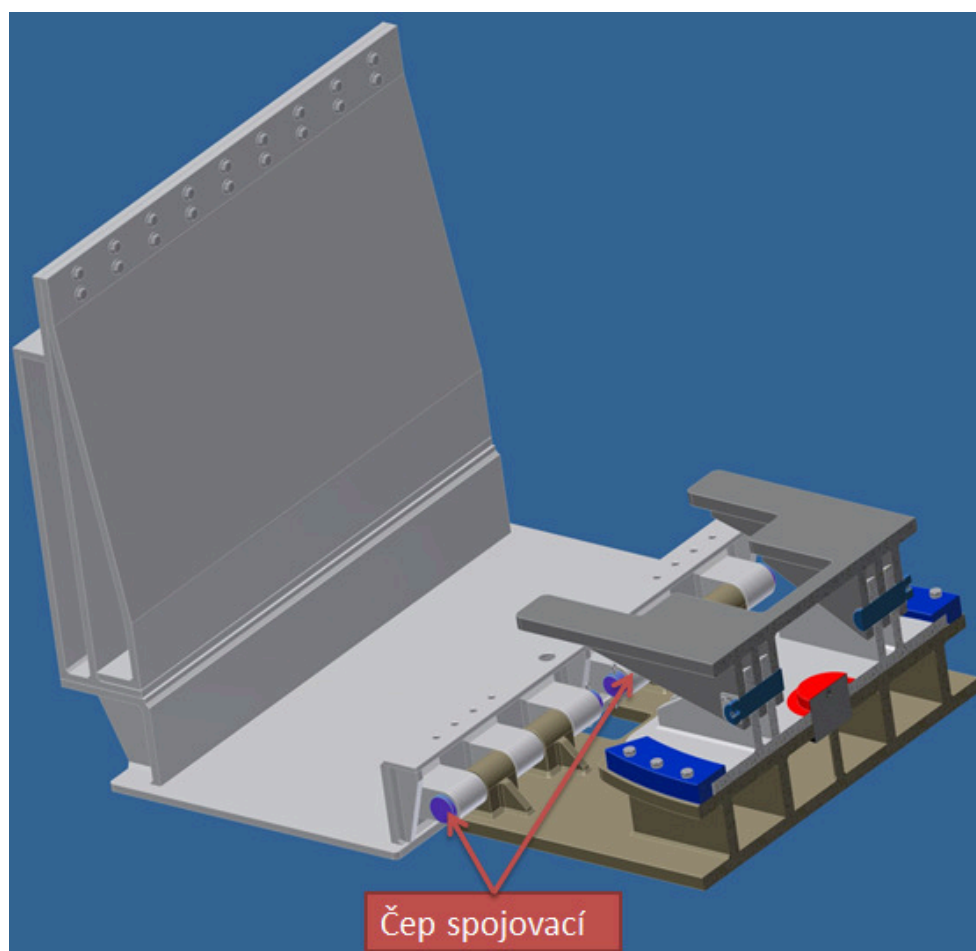
$$\frac{2\,500\,000}{18\,400} \leq 166$$

$$135 < 166 \text{ MPa}$$

Podmínka vyhovuje, čep spodní vydrží otláčení od posouvající síly.

6.3.3 Čep spojovací

Na spojovací čep bude působit síla od hmotností porubového hřeblového dopravníku, dobývacího stroje a těživa. Velikost této síly je $F_{pc} = 1\,620\,000\text{ N}$. Pro spoj jsou použité dva čepy, z toho každý má 4 průřezy namáhané na stříh. Celkem tedy bude sílu přenášet 8 průřezů.



Obr. 6.13 – Kontrolovaný spojovací čep (6)

Střih čepu**Dovolené napětí ve střihu podle Guesta**

$$\tau_{DS} = 0,5 \cdot \sigma_D \quad (6.33)$$

$$\sigma_D = \frac{Re}{k} \quad (6.34)$$

$$k = 2 \div 3$$

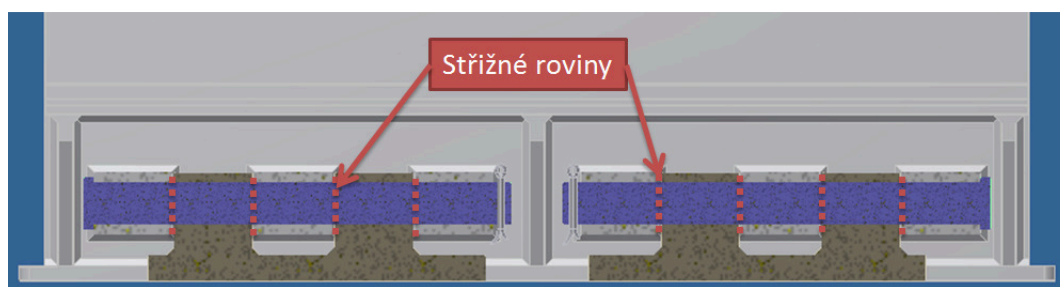
$$\tau_{DS} = 0,5 \cdot \frac{Re}{k} \quad (6.35)$$

$$\tau_{DS} = 0,5 \cdot \frac{650}{3}$$

$$\tau_{DS} = 108 \text{ MPa}$$

k - bezpečnost

k - volím 3



Obr. 6.14 – Střížné roviny spojovacího čepu (6)

Pro případ řešení v rámci diplomové práce, kdy mám 8 střížných ploch

$$\tau_s = \frac{F_{pc}}{8 \cdot S_3} \leq \tau_{DS} \quad (6.36)$$

$$\tau_s = \frac{F}{8 \cdot \frac{\pi \cdot d_p^2}{4}} \leq \tau_{DS} \Rightarrow d_3$$

Výpočet průměru čepu

$$d_p \geq \sqrt{\frac{F_{pc}}{2 \cdot \pi \cdot \tau_{DS}}} \quad (6.37)$$

$$d_p \geq \sqrt{\frac{1\,620\,000}{2 \cdot \pi \cdot 108}}$$

$$d_p \geq 49 \text{ mm}$$

Volím průměr čepu $d_p = 80 \text{ mm}$.

Měrný tlak ve styku čepu a spojovaných součástí**Výpočet dovoleného tlaku**

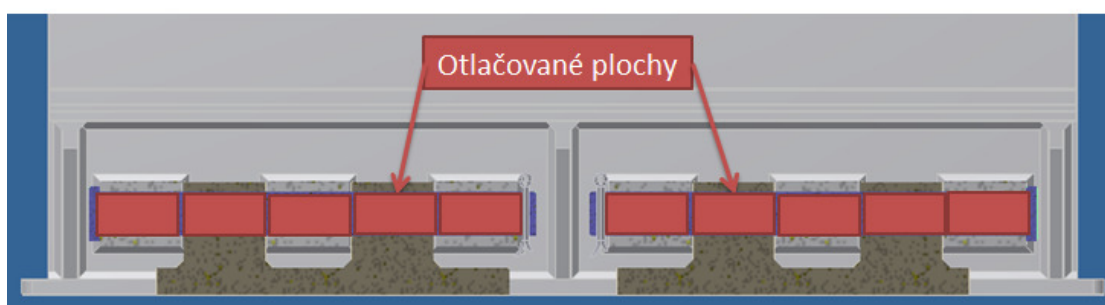
$$p_D = \frac{R_e}{k} \quad (6.38)$$

$$p_D = \frac{650}{3}$$

$$p_D = 216,6 \text{ MPa}$$

k_p - bezpečnost

k_p - volím 3



Obr. 6.15 – Otláčované plochy spojovacího čepu (6)

Na čep bude působit celkem 10 pantů a všechny mají tloušťku 150 mm.

Velikost otláčované plochy

$$S = 10 \cdot l_p \cdot d_p \quad (6.39)$$

$$S = 10 \cdot 150 \cdot 80$$

$$S = 120\,000 \text{ mm}^2$$

Kontrola na otláčení

$$\frac{F}{S} \leq p_D \quad (6.40)$$

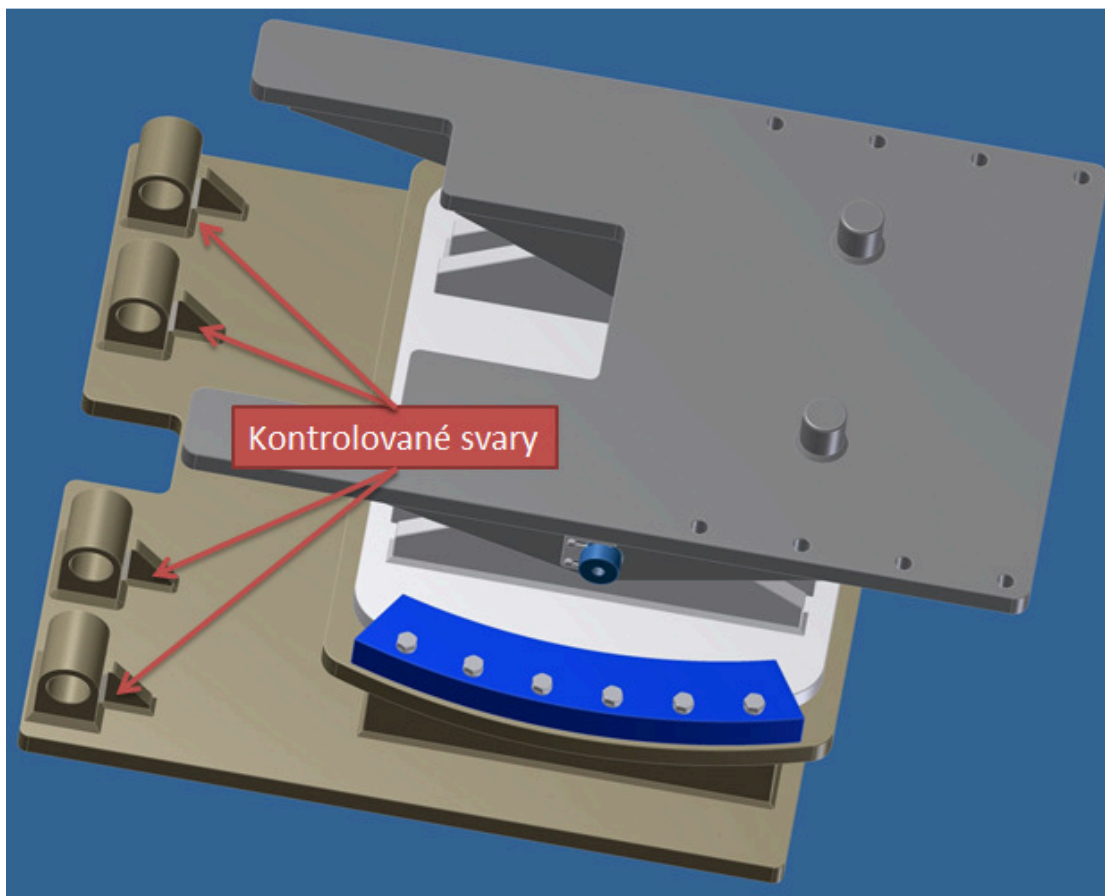
$$\frac{1\,620\,000}{120\,000} \leq 216,6$$

$$13,5 < 216,6 \text{ MPa}$$

Podmínka vyhovuje, čepy vydrží otláčení.

6.4 Svary

Svary budu kontrolovat na střih pro obě síly ve dvou na sebe kolmých směrech. Popis působících sil a svarů je v následujících podkapitolách. Svarový spoj je namáhán stříhovým napětím a ve spoji jsou použity koutové svary.



Obr. 6.16 – Kontrolované svarové spoje (6)

6.4.1 Síla od hmotností

Svary se kontrolují klasicky na střih. Jedinou změnou oproti klasické kontrole je zavedení opravného součinitele k . Tímto součinitelem se koriguje dovolené napětí ve smyku a bere se ohled na typ svaru a typ namáhání. V případě řešeném v diplomové práci jde o koutový svar boční namáhaný smykem $\Rightarrow k_4 = 0,65$ (14).

Ve směru síly bude 8 svarů s délkou $l_{sv1} = 120$ mm. Výška svaru je $a_{sv1} = 15$ mm.

Výpočet dovoleného napětí ve střihu

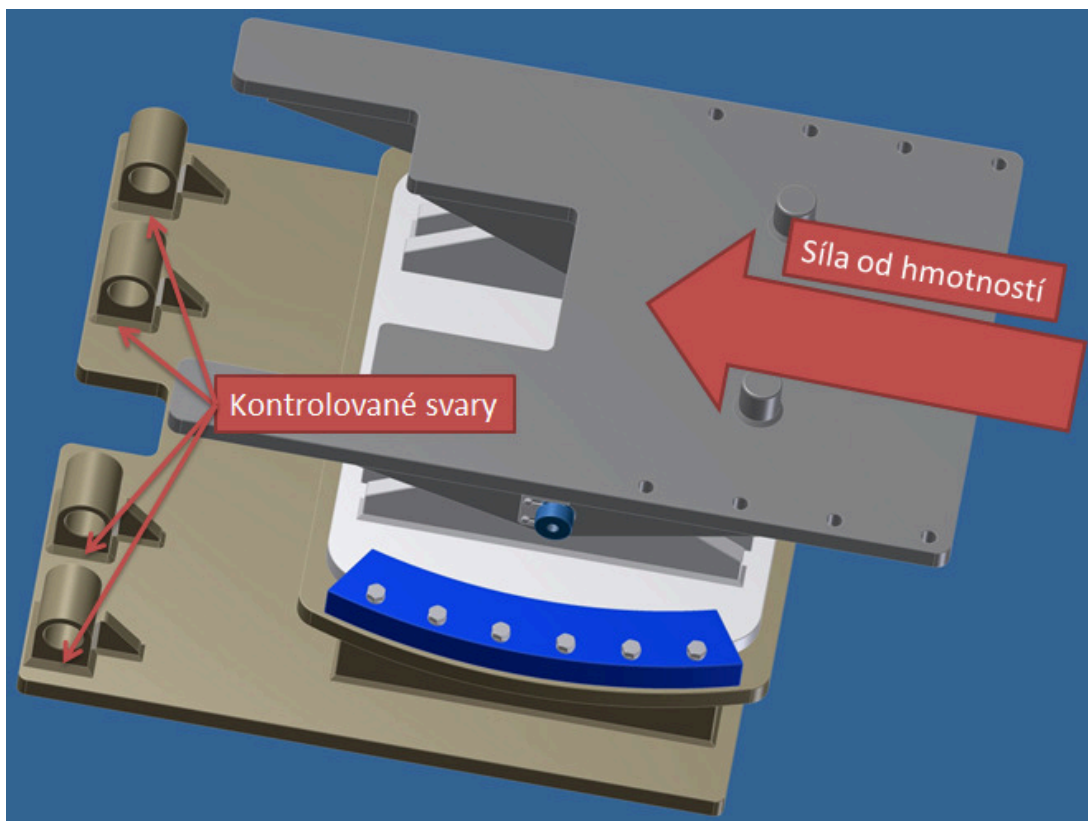
$$\tau_{DS} = 0,65 \cdot \frac{Re}{k} \quad (6.41)$$

$$\tau_{DS} = 0,65 \cdot \frac{690}{3}$$

$$\tau_{DS} = 149,5 \text{ MPa}$$

k - bezpečnost

k - volím 3



Obr. 6.17 – Kontrolované svary na sílu od hmotností (6)

Kontrola svarů na stříh

$$\tau_s = \frac{F_{pc}}{S_{s1}} \leq \tau_{DS} \quad (6.42)$$

$$\frac{F_{pc}}{k_{sv1} \cdot l_{sv1} \cdot a_{sv1}} \leq \tau_{DS}$$

$$\frac{1\,620\,000}{8 \cdot 120 \cdot 15} \leq \tau_{DS}$$

$$113 < 149,5 \text{ MPa}$$

Podmínka vyhovuje, svarové spojení přenesse smykové napětí vyvolané silou od hmotností.

6.4.2 Posouvající síla

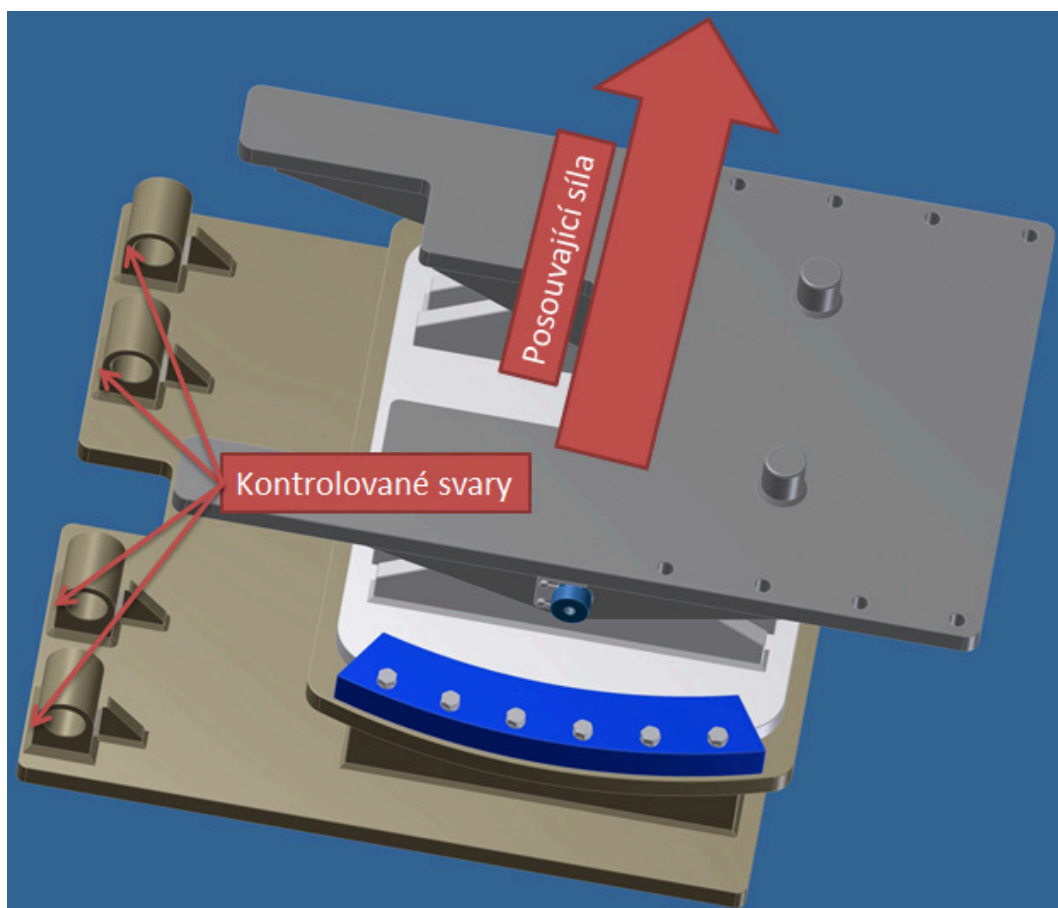
Ve směru síly bude 8 svarů s délkou $l_{sv2} = 150 \text{ mm}$. Výška svaru je $a_{sv2} = 15 \text{ mm}$.

Výpočet dovoleného napětí ve střihu

$$\begin{aligned}\tau_{DS} &= 0,65 \cdot \frac{Re}{k} \\ \tau_{DS} &= 0,65 \cdot \frac{690}{3} \\ \tau_{DS} &= 149,5 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{6.43}$$

k - bezpečnost

k - volím 3



Obr. 6.18 – Kontrolované svary na posouvající sílu (6)

Kontrola svarů na stříh

$$\tau_s = \frac{F_s}{S_{s2}} \leq \tau_{DS} \quad (6.44)$$

$$\frac{F}{k_{sv2} \cdot l_{sv2} \cdot a_{sv2}} \leq \tau_{DS}$$

$$\frac{2\,500\,000}{8 \cdot 150 \cdot 15} \leq \tau_{DS}$$

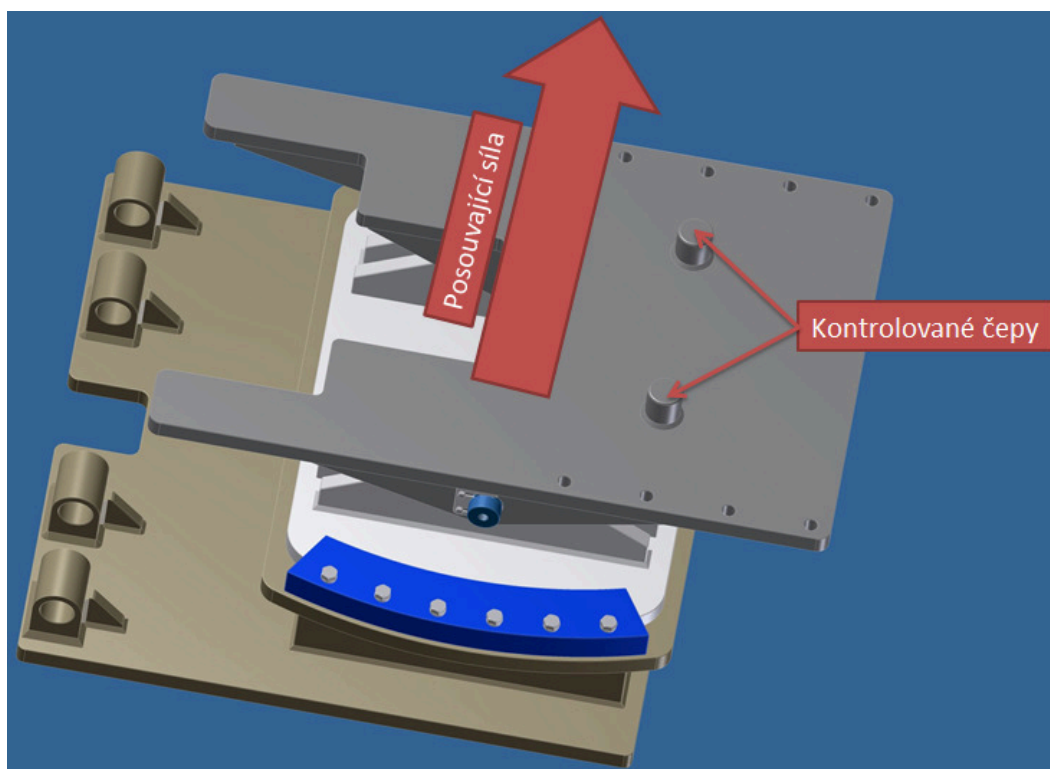
$$139 < 149,5 \text{ MPa}$$

Podmínka vyhovuje, svarové spojení přenese smykové napětí od posouvající síly.

6.5 Kontrola čepů mezi řetězovým bubnem a čepovým spojem

Koncové řetězové kolo bude s čepovým spojem spojeno pomocí dvou čepů. Tyto čepy budou přenášet posouvající sílu o velikosti $F_s = 2\,500\,000\text{ N}$. Čepy budou z materiálu S690Q, jehož vlastnosti byly popsány v kapitole 6.2.1. Dovolené napětí ve stříhu se vypočítá podle Guesta.

Čepy jsou do desky horní konstrukce zapuštěny, takže posouvající sílu přenášejí střížné roviny čepů a ne obvodový koutový svar.



Obr. 6.19 – Kontrolované čepy na stříh od posouvající síly (6)

Výpočet dovoleného napětí

$$\tau_{DS} = 0,5 \cdot Re \quad (6.45)$$

$$\tau_{DS} = 0,5 \cdot 650$$

$$\tau_{DS} = 325\text{ MPa}$$

Potřebná plocha pro přenos posouvající síly

$$\tau_s = \frac{F_s}{S_{pz}} \leq \tau_{DS} \quad (6.46)$$

$$S_{pz} = \frac{F_s}{\tau_{DS}} \quad (6.47)$$

$$S_{pz} = \frac{2\,500\,000}{325}$$

$$S_{pz} = 7\,700 \text{ mm}^2$$

Ve spoji jsou dva čepy o průměru $d_b = 86 \text{ mm}$.

Celková střižná plocha

$$S_{sc} = 2 \cdot \frac{\pi \cdot d_b^2}{4} \quad (6.48)$$

$$S_{sc} = 2 \cdot \frac{\pi \cdot 86^2}{4}$$

$$S_{sc} = 11\,620 \text{ mm}^2$$

$$11\,620 > 7\,700 \text{ mm}^2$$

Celková střižná plocha je větší než potřebná plocha pro přenos stříhového napětí. Průměr čepů vyhovuje.

ZÁVĚR

Úkolem diplomové práce bylo vyřešit spojení porubového hřeblového dopravníku a sběrného hřeblového dopravníku v hlubinném dole. Jako nejvhodnější řešení byl vybrán čepový spoj, který splní rozsah požadovaný pohybů.

Nejprve bylo potřeba zjistit šířku dopravního žlabu porubového hřeblového dopravníku a vypočítat dopravní průřez. Z několika variant byla vybrána šířka žlabu $B = 800 \text{ mm}$, která kapacitně vyhovuje. Zároveň by měla být co nejmenší z důvodu stísněných podmínek v dole. Šířka žlabu je jedna z hodnot, která měla vliv na velikost čepového spoje. Dopravní průřez byl zkontrolován podle normy pro porubové hřeblové dopravníky.

Dále byla vypočítána a zvolena poháněcí stanice, kterou tvoří 3 x 400 kW elektromotory. Ty byly zkontrolovány na rozběh. Protože dopravník nepracuje pouze ve vodorovné poloze, před samotnou volbou poháněcí stanice byl vytvořen graf závislosti úklonu dopravníku na příkonu elektromotoru. Jednou z nejvíce namáhaných součástí hřeblových dopravníků je dopravní řetěz, proto byla provedena pevnostní kontrola zvoleného řetězu proti přetržení. Po volbě elektromotoru, převodovky a spojek bylo zkontrolováno dopravní množství.

Před tvorbou čepového spoje byla vypočítána a sestrojena vrhová parabola, která slouží ke kontrole dopadového místa dopravovaného materiálu. Cílem bylo, aby se materiál nedostal mimo sběrný hřeblový dopravník. Vrhová parabola měla vliv nejen na výšku přepadu, ale i na velikost čepového spoje.

Pro čepový spoj byly zvoleny materiály s větší mezí pevnosti v kluzu a ořezuvzdorné materiály, protože spoj bude pracovat v dole, kde panují extrémní podmínky. Čepový spoj je tvořen dvěma čepy, jejichž osy jsou na sebe kolmé. Tím byl splněn rozsah požadovaných pohybů. Při tvorbě jednotlivých dílů byl kladen důraz na jejich velikost, aby vyhověly velikostním podmínkám při dopravě v dole. Čepy jsou nejvíce namáhanou součástí spoje, proto jsou vyrobeny z materiálu, který v kaleném stavu dobře odolává opotřebení. Velmi důležité bylo zjistit a vypočítat, jaké síly budou na čepový spoj v provozním stavu působit. Na tyto síly pak byly zkontrolovány všechny čepy, kritické svarové spoje a žebra.

Po celou dobu návrhu čepového spoje byl brán ohled na to, že spoj bude pracovat v hlubinném dole. To mělo vliv na zvolené materiály, rozměrové schéma sestavy čepového spoje i na jednotlivé díly. Snahou bylo, aby montáž byla co nejjednodušší, protože se uskuteční přímo v dole. Pro snadnou montáž byly všechny šroubové spoje navrženy tak, aby k nim byl zajištěn dostatečný přístup. Nejvíce namáhanou součástí spoje jsou jeho čepy. Díky konstrukčnímu řešení spoje je výměna čepů snadná a rychlá.

Navrhnutý čepový spoj poskytuje spolehlivé a funkční spojení sběrného a porubového hřeblového dopravníku.

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu diplomové práce Ing. Robertovi Brázdovi, Ph.D. za skvělý přístup v průběhu celého studia na Institutu dopravy a za rady, připomínky a pomoc při tvorbě této práce. Dále děkuji Ing. Petrovi Bortlíkovi, Ph.D. hlavně za trpělivost a cenné rady. Děkuji Ing. Mileně Hruďčkové, Ph.D. za pomoc při zpracování výpočtové části a Ing. Vladislavovi Ochodkovi za rady při tvorbě výkresu svařence.

Také bych chtěl poděkovat celé svojí rodině za podporu při studiu na vysoké škole. Velký dík patří i mému spolubydlícímu za toleranci a přítelkyni za to, že to se mnou, i přes odloučení při studiu, vydržela.

V Ostravě 20. 05. 2013



.....
(podpis autora)

POUŽITÉ ZDROJE A LITERATURA

- (1) <http://www.ostroj.cz/>, OSTROJ a.s
- (2) <http://www.kme.zcu.cz/kmet/bio/ksklouby.php>
- (3) http://cs.wikipedia.org/wiki/Soubor:Universal_joint.png
- (4) <http://www.upv.cz/cs/prumyslova-prava/vynalezy-patenty.html>
- (5) <http://prumka.webnode.cz/uloha-c-11-cepovy-spoj/>
- (6) Vytvořeno autorem práce v programu Autodesk Inventor Professional 2010
- (7) <http://www.thiele.de/>
- (8) Vytvořeno autorem práce v programu AutoCAD 2010
- (9) <http://www.damel.com.pl/>
- (10) <http://www.tschan.de/>
- (11) Vytvořeno autorem práce v programu Microsoft Excel 2010
- (12) http://www.splav.kharkov.com/steelgrade/mat_start_eu.php?name_id=51
- (13) http://prirucka.bolzano.cz/cz/technicka-podpora/techprirI/tycovaocel/EN10083/Prehled_vlast_42CrMo4/
- (14) LEINVEBER, J., VÁVRA, P.: Strojnické tabulky, ISBN 80-86490-74-2
- (15) POLÁK, J.; BICHLER, J. Dopravní zařízení v hlubinných dolech. Ostrava: Ediční středisko VŠB – TU Ostrava, 1990.
- (16) POLÁK, J.; BAILOTTI, K.; PAVLISKA, J.; HRABOVSKÝ, L. Dopravní a manipulační zařízení II. Ostrava: Ediční středisko VŠB – TU Ostrava, 2005, ISBN 80 – 248 – 0493 – X.

(Pozn. autora: nedatované odkazy byly použity k datu 20. 05. 2013.)

SEZNAM PŘÍLOH

Výkresová dokumentace

Příloha A:	Poháněcí stanice	(Počet stran: 1)
	Číslo výkresu: GRA098-DP-01-00-00	
Příloha B:	Čepový spoj	(Počet stran: 1)
	Číslo výkresu: GRA098-DP-01-08-00	
Příloha C:	Čep horní	(Počet stran: 1)
	Číslo výkresu: GRA098-DP-01-08-05	
Příloha D:	Čep spodní	(Počet stran: 1)
	Číslo výkresu: GRA098-DP-01-08-06	
Příloha E:	Horní konstrukce	(Počet stran: 1)
	Číslo výkresu: GRA098-DP-01-08-08	
Příloha F:	Čep spojovací	(Počet stran: 1)
	Číslo výkresu: GRA098-DP-01-09-01	
Příloha G:	Montáž čepového spoje	(Počet stran: 1)
	Číslo výkresu: GRA098-DP-02-00-00	